

Е.И. Гаубман

Выпаривание

-
- ПЛАНОВСКИЙ А. Н., МУШТАЕВ В. И., УЛЬЯНОВ В. М.*
Сушка дисперсных материалов в химической промышленности, 1979.
- РАЗУМОВ И. М.*
Пневмо- и гидротранспорт в химической промышленности, 1979
- РОМАНКОВ П. Г., РАШКОВСКАЯ Н. Б.*
Сушка во взвешенном состоянии, 1979.
- ХАМСКИЙ Е. В.*
Кристаллизация в химической промышленности, 1979.
- РУДОБАШТА С. П.*
Массоперенос в системах с твердой фазой, 1980.
- МОЛОКАНОВ Ю. К.*
Процессы и аппараты нефтегазопереработки, 1980.
- Масштабный переход в химической технологии. Разработка промышленных аппаратов методом гидродинамического моделирования, 1980.**
Под ред. докт. хим. наук А. М. Розена
- ВОЛЬТЕР Б. В., САЛЬНИКОВ И. Е.*
Устойчивость режимов работы химических реакторов, 1981.
- РОМАНКОВ П. Г., ФРОЛОВ В. Ф.*
Теплообменные процессы химической технологии, 1982.

Е.И. Таубман

Выпаривание



МОСКВА «ХИМИЯ» 1982

Таубман Е. И.

Выпаривание (Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии) — М.: Химия, 1982. — 328 с., ил.

Выпаривание — один из важнейших процессов химической и других отраслей промышленности. В книге изложены физико-химические основы процессов выпаривания, методы расчета и математического моделирования выпарных установок. Описываются выпарные установки поверхностного типа, мгновенного испарения и контактные; приводятся результаты изучения стационарных и переходных режимов работы выпарных установок; рассматриваются пути совершенствования выпарной техники.

Рассчитана на инженерно-технических и научных работников химической, нефтеперерабатывающей, нефтехимической, пищевой и других отраслей промышленности, занимающихся исследованиями процессов выпаривания, разработкой и эксплуатацией выпарных установок. Может быть полезна студентам соответствующих вузов.

328 с., 15 табл., 129 рис.; список литературы 279 ссылок.

Рецензент *канд. техн. наук Тананайко Ю. М.*

Т $\frac{2801010000-083}{050(01)-82}$ 83-82

Содержание

Введение	8
Основные условные обозначения	11
Глава 1. Общие вопросы	13
1.1. Методы выпаривания	13
1.2. Основные задачи техники выпаривания	14
1.3. Методы анализа и синтеза выпарных установок	16
Глава 2. Термодинамика процессов выпаривания	22
2.1. Основные уравнения	22
2.2. Равновесие в растворах при выпаривании	24
2.3. Температурные депрессии	29
2.4. Кристаллизация в растворах	32
2.5. Энергетический баланс процессов выпаривания	34
Глава 3. Перенос тепла и массы в процессах выпаривания	43
3.1. Основные уравнения тепло- и массопередачи	44
3.2. Перенос тепла теплопроводностью	46
3.3. Перенос тепла конвекцией без изменения агрегатного состояния	48
3.4. Теплообмен при конденсации	48
3.5. Теплообмен в процессах парообразования	61
3.6. Теплообмен при испарении пленок жидкости	71
3.7. Тепло- и массоперенос в контактных аппаратах	76
Глава 4. Математические модели элементов выпарных установок	80
4.1. Методы построения моделей	80
4.2. Математическое описание поверхностного выпарного аппарата	84
4.3. Коэффициенты математических моделей выпарного аппарата	96
4.4. Математическое описание конденсаторов смешения	105
4.5. Математическое описание самоиспарителей и парожидкостных теплообменников	118
4.6. Математические модели элементов установок мгновенного испарения	120

5.1. Уравнения связей элементов выпарных установок	122
5.2. Модели МВУ, выполненных по простым схемам	125
5.3. Модели МВУ, выполненных по сложным схемам	134
5.4. Модели оптимизации выпарных установок	136
5.5. Модели установок мгновенного испарения	142

Глава 6. Выпарные установки поверхностного типа 143

6.1. Выпарные аппараты	143
6.2. Вспомогательное оборудование	153
6.3. Выпарные установки различного назначения	154
6.4. Методы расчета выпарных установок	160
6.5. Исследование различных выпарных установок	190

Глава 7. Выпарные установки мгновенного испарения 200

7.1. Особенности установок мгновенного испарения	200
7.2. Основные схемы установок мгновенного испарения	205
7.3. Промышленные установки мгновенного испарения	212
7.4. Методика расчета установок мгновенного испарения	215
7.5. Влияние уровней жидкости в испарителях на показатели эффективности установок мгновенного испарения	223

Глава 8. Контактные выпарные установки 230

8.1. Классификация выпарных установок с контактными аппаратами	230
8.2. Одноступенчатые контактные выпарные установки	232
8.3. Одноступенчатые адиабатные выпарные установки с контактными теплообменниками	237
8.4. Выпарные установки с гидрофобным теплоносителем	239
8.5. Выпарные установки с газовым замкнутым контуром	241
8.6. Гигроскопические испарительные установки	245
8.7. Расчет выпарных установок с контактными аппаратами	247

Глава 9. Анализ режимов работы действующих выпарных установок 250

9.1. Задача оптимизации режимов и целевые функции	250
9.2. Управляющие воздействия	253
9.3. Анализ режимов работы МВУ	254

Глава 10. Установившиеся и переходные режимы выпарных установок и управление ими 267

10.1. Статические характеристики выпарных установок и методы их расчета	268
10.2. Переходные режимы в промышленных выпарных установках и конденсаторах смешения	272

10.3. Расчет и моделирование переходных режимов выпарных установок	278
10.4. Автоматизация выпарных установок	291
Глава 11. Пути повышения технико-экономической эффективности выпарных установок	298
11.1. Интенсификация процессов в выпарных установках	298
11.2. Снижение расходов энергии и капитальных затрат	300
11.3. Улучшение эксплуатационных характеристик выпарных установок	301
11.4. Утилизация вторичных энергоресурсов при выпаривании	305
11.5. Комбинирование выпаривания с другими методами концентрирования растворов	306
11.6. Комбинирование выпарных установок с другими технологическими агрегатами	309
<i>Литература</i>	314
<i>Предметный указатель</i>	323

Выпарные установки широко применяются для концентрирования растворов в различных отраслях промышленности (химической, пищевой, металлургической и др.) и для термического опреснения соленых вод и получения высококачественного дистиллята. Большое значение выпарные установки приобретают в связи с проблемой защиты окружающей среды от загрязнения промышленными сточными водами. Они являются важными звеньями технологических комплексов, определяющими качество и стоимость выпускаемой продукции.

Развитие научных основ и техники выпаривания связано с именами многих отечественных и зарубежных ученых и инженеров.

Современное состояние теории и практики химической технологии и промышленной теплотехники характеризуется, с одной стороны, совершенствованием техники и технологии (интенсификация процессов, разработка оригинальных конструктивных и схемных решений, рост единичных мощностей оборудования), а с другой стороны — все более широким использованием новой методологии решения научных и практических задач. Эти тенденции характерны и для современного состояния техники выпаривания. Однако книга, в которой эти тенденции были бы отражены, отсутствует. Цель настоящей книги — частично восполнить этот пробел. Автор ставил перед собой следующие задачи:

1. Изложить теплофизические основы выпаривания и современную методологию анализа и синтеза выпарных установок при их проектировании и эксплуатации.

2. Описать современную методологию математического моделирования выпарных установок.

3. Кратко описать основные типы выпарных аппаратов (включая пленочные, с вращающейся поверхностью и др.) и многоступенчатые установки, в том числе адиабатные и контактного типа.

4. Рассмотреть пути повышения эффективности техники выпаривания, а также проблемы использования выпарных установок не только для традиционных задач концентрирования и кристаллизации технологических растворов, но и для опресне-

ния соленых вод и концентрирования сточных промышленных вод.

В книгу включены материалы выполненных автором исследований, которые дали следующие результаты:

разработана методология построения математических моделей выпарных установок, отражающих общие закономерности для установок различного типа и учитывающих их специфику; получена новая информация о переходных и установившихся процессах в выпарных установках;

усовершенствованы на основе полученных математических моделей инженерные методики расчета выпарных установок;

разработаны схемы эффективных многоступенчатых выпарных установок с пленочными испарителями и утилизационных выпарных установок; схемы установок мгновенного испарения с повышенной степенью концентрирования растворов; установки нового типа с промежуточным газовым теплоносителем; принципы и схемы комбинирования выпаривания с другими методами концентрирования растворов и с различными технологическими процессами.

Методы расчета многоступенчатых выпарных установок, разработанные на основе предложенных моделей, позволяют решать задачи, возникающие при проектировании и эксплуатации выпарных установок.

В книге рассматриваются методы выпаривания и задачи выпарной техники; кратко описываются современные методы анализа и синтеза выпарных установок (гл. 1); рассматриваются элементы термодинамики (гл. 2), тепло- и массопереноса в процессах выпаривания (гл. 3), а также методы построения математических моделей элементов выпарных установок (гл. 4) и установок в целом (гл. 5). Приводятся математические модели выпарных установок, наиболее полно и точно описывающие установившиеся и переходные процессы в выпарных установках различных типов. Такие модели, разработанные в результате последовательного анализа выпарных установок как сложных систем многих взаимосвязанных элементов, учитывают существенные линейные и нелинейные связи между переменными, характеризующими процессы выпаривания. Известные математические модели выпарных аппаратов и установок могут быть получены как частные случаи обобщенной системы уравнений.

Описываются основные конструкции и схемы выпарных установок поверхностного типа (гл. 6), мгновенного испарения (гл. 7) и контактного типа (гл. 8). Излагаются методы расчета этих установок. Уделяется внимание современным задачам техники выпаривания — созданию установок предельного концентрирования, выпарных установок для систем, предназначенных для защиты окружающей среды от загрязнений сточными водами, извлечения ценных минеральных веществ из соленых вод морей и других источников, а также выпарных установок для опреснения соленых вод.

Рассматриваются методика и результаты анализа режимов работы действующих установок (гл. 9), приводятся результаты экспериментального и теоретического изучения статических и динамических характеристик выпарных установок, вопросы их автоматизации (гл. 10) и пути совершенствования выпарной техники (гл. 11).

Проблема выпаривания растворов связана с термодинамикой, теплофизикой, тепло- и массопереносом, гидродинамикой одно- и многофазных систем, конструированием, технологией и экономикой. Отражение в одной монографии всех аспектов проблемы, всех результатов, достигнутых усилиями ряда поколений отечественных и зарубежных ученых и инженеров, — задача невыполнимая. Поэтому в книге рассматривается совокупность наиболее существенных, по мнению автора, результатов исследований и разработок, необходимых для решения прикладных задач. Во многих случаях приводятся только ссылки на соответствующие литературные источники.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников, занимающихся исследованием, проектированием, эксплуатацией и автоматизацией выпарных установок в химической и других отраслях промышленности, а также может быть использована студентами вузов.

Автор благодарит товарищей по совместной работе, оказавших ему помощь в написании рукописи книги. Особо признателен автор канд. техн. наук доц. Ю. М. Тананайко и инж. В. И. Савинкину за большой труд по ознакомлению с рукописью и ценные замечания.

Основные условные обозначения

- a — температуропроводность;
- b_0, b — концентрация раствора на входе в первый аппарат и в аппарате;
- $c', c'', c''', c_m, c_n, c_0$ — теплоемкость конденсата, пара, раствора, металла, изоляции и раствора на входе в первый аппарат;
- d_n, d_n, d — внутренний, наружный и средний диаметры труб;
- D, D_k, D' — расходы греющего пара, конденсата и пара на оттяжку неконденсирующихся газов;
- E — расход отбираемого пара;
- F, F', F'' — площадь поверхности нагрева аппарата общая, со стороны конденсирующегося пара, и со стороны кипящей жидкости;
- η — площадь поперечного сечения жидкости в аппарате;
- $G_m, G_n, G_3, \Sigma G, G_{ж}$ — масса металла корпуса греющей камеры, изоляции греющей камеры, металла поверхности нагрева, металла, охватывающего парожидкостное пространство, жидкости в объеме, ограниченном плоскостью, от которой отсчитывается уровень;
- h — уровень жидкости в аппарате;
- H — длина (высота) поверхности нагрева;
- i_0, i_n, i', i'' — энтальпия греющего пара на входе в первый аппарат, в греющей камере, конденсата и вторичного пара;
- K — коэффициент теплопередачи;
- n — число аппаратов;
- p_n, p — давление в греющей камере и вторичного пара;
- q — плотность теплового потока;
- Q_n, Q', Q'' — суммарные потери тепла в окружающую среду, через корпус греющей камеры и через корпус парожидкостного пространства;
- r — теплота парообразования;
- R — термическое сопротивление;
- S_0, S — расход жидкости на входе в первый аппарат и на выходе из аппарата;
- t, t_n, t_c, t_k, t''_k — температура вторичного пара, пара в греющей камере, поверхности нагрева, конденсата и пара в конденсаторе;
- t_0, t_r — температура охлаждающей жидкости, газа;
- Δt — температурный напор;
- $V, V_1, V_2, V_3, V_0, V_{ж}$ — объем рабочей зоны контактного аппарата, пара в греющей камере, пленки конденсата, греющей камеры, парожидкостного пространства, жидкости в парожидкостном пространстве;

$W, \bar{W} = \sum_{i=1}^n W_i$ — расход вторичного пара и производительность установки по испаренной жидкости;

u, u_{II} — внутренняя энергия вторичного пара и пара в греющей камере;

α_1, α_2 — коэффициент теплоотдачи при конденсации и кипении;

β — коэффициент массоотдачи;

$\delta, \delta_c, \delta_n, \delta_{II}$ — толщина пленки конденсата, стенки поверхности нагрева, слоя накипи, изоляции;

$\Delta, \Sigma\Delta$ — частная и суммарная температурные депрессии;

ϕ — температура раствора в конденсаторе-регенераторе УМИ;

θ_0, θ_m — температура жидкости на входе в первый выпарной аппарат и металла;

$\lambda_c, \lambda_n, \lambda', \lambda_{II}$ — теплопроводность стенки поверхности нагрева, накипи, конденсата и изоляции;

ν — вязкость;

ρ', ρ'', ρ''' — плотность конденсата, пара и раствора;

σ — поверхностное натяжение;

τ — текущее время;

ω — степень концентрирования.

Общие вопросы

1.1. МЕТОДЫ ВЫПАРИВАНИЯ

Выпаривание — процесс испарения растворителя из раствора, процесс этот может сопровождаться кристаллизацией.

Выпаривание используется для разделения раствора на части с большей и меньшей концентрацией. В идеальном случае при выпаривании раствор разделяется на чистый растворитель и раствор повышенной концентрации.

При выпаривании достигаются следующие основные цели: концентрирование растворов; выделение из раствора растворителя (дистилляция); кристаллизация растворенных веществ. Выпаривание осуществляется также для совместного достижения нескольких целей. В ряде случаев вспомогательной функцией выпарных установок является теплоснабжение промышленных потребителей паром. При этом повышается экономичность использования энергии.

Можно выделить три метода выпаривания растворов: парообразование на поверхности теплообмена; адиабатное испарение; испарение при контакте с теплоносителем. В соответствии с этими методами на рис. 1.1 приведены принципиальные схемы выпарных аппаратов.

Выпарные установки можно разделить на установки, в которых раствор контактирует с поверхностью нагрева, и установки, в которых раствор не контактирует с ней. Первые подразделяются на установки с кипением на поверхности нагрева и на установки адиабатного испарения в камерах при пониженном давлении. Широкое распространение получили выпарные аппараты с вынесенной зоной испарения [1], в которых сочетаются принципы действия выпарных аппаратов поверхностного типа и аппаратов адиабатного испарения.

Установки адиабатного испарения часто называют установками мгновенного испарения (УМИ), а многоступенчатые установки с испарением вблизи поверхности нагрева — многоступенчатыми выпарными установками (МВУ). В последних на поверхностях теплообмена могут выделяться твердые или рыхлые отложения растворенных веществ, снижающие плотность теплового потока и производительность установок. При этом

неизбежны периодические остановки на очистку поверхностей нагрева, что ухудшает технико-экономические показатели и усложняет эксплуатацию установок. Степень концентрирования раствора в них существенно ограничена из-за резкого увеличения отложений с ростом концентрации раствора. Для борьбы с отложениями принимают специальные меры (с. 302—304).

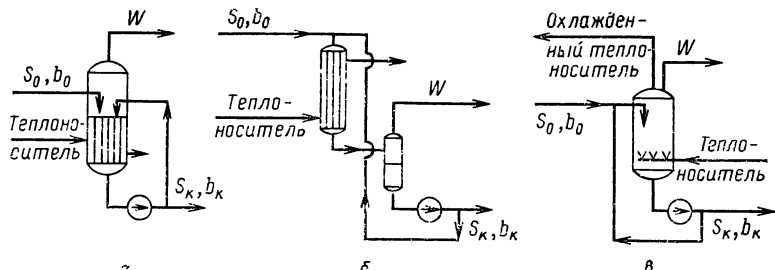


Рис. 1.1. Принципиальные схемы одноступенчатых выпарных аппаратов: а — поверхностного; б — адиабатного испарения; в — контактного.

В установках, где раствор не контактирует с поверхностью нагрева [2], тепло передается промежуточному гидрофобному теплоносителю (жидкому, твердому либо газообразному), который при непосредственном контакте испаряет или нагревает раствор. Затем нагретый раствор подают в камеры адиабатного испарения. В выпарном аппарате контактного типа образующиеся пары отделяются от твердого или жидкого теплоносителя. При использовании газового теплоносителя пары образуют с ним парогазовую смесь. Степень концентрирования раствора в установках контактного типа существенно повышается, так как отложения на поверхностях нагрева практически отсутствуют.

В промышленности используют одно- и многоступенчатые установки. Последние отличаются высокой экономичностью использования энергии, а удельный расход тепла в них существенно уменьшается с ростом числа ступеней испарения.

1.2. ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ ТЕХНИКИ ВЫПАРИВАНИЯ

Для ряда отраслей современной техники важное значение имеет решение следующих взаимосвязанных проблем:

- 1) разработка новых экономичных установок концентрирования (работающих без отложений на поверхностях нагрева при высокой степени концентрирования растворов) и повышение эффективности действующих установок;
- 2) создание эффективных систем очистки промышленных сточных минерализованных вод;
- 3) повышение экономичности разрабатываемых и действующих опреснительных установок;
- 4) создание экономичных систем извлечения ценных веществ из морских вод и других соленых источников.

Первая проблема актуальна для многих отраслей промышленности: химической, пищевой, металлургической, микробиологической и др. Обычно ис-

пользуют многоступенчатые выпарные установки поверхностного типа, у которых степень концентрирования растворов ограничена, на поверхностях нагрева образуются отложения, велики капитальные затраты вследствие использования дорогостоящих антикоррозионных материалов. Поэтому необходимо создание более совершенных выпарных установок и повышение эффективности действующих.

Вторая проблема важна для многих отраслей промышленности: химической, угольной, металлургической, микробиологической, энергетической и др. В настоящее время зачастую отсутствуют установки для очистки минерализованных сточных вод.

Особое значение проблема очистки промышленных сточных вод имеет для химической промышленности. Несмотря на широкое внедрение оборотного водоснабжения и новой малоотходной технологии, объем загрязненных сточных вод химических производств остается значительным.

Распространенными компонентами промышленных стоков являются различные минеральные вещества, например, соли кальция, натрия, магния. Они образуются либо в результате наиболее часто применяемых в промышленности реакций нейтрализации, идущих с участием кислот и щелочей, либо при очистке различных газов. Кроме того, минеральные загрязнения поступают в сточные воды при контакте жидкостей с различными продуктами, содержащими соли в твердом состоянии либо в растворе.

Минерализованные растворы образуются также в системах обезвреживания промышленных сточных вод, содержащих кислоты, щелочи и органические соединения. В разработанных в настоящее время установках для очистки вод от этих веществ образуются растворы и шламы, которые в ряде случаев нельзя сбрасывать в естественные источники, а необходимо обезвреживать. Рост объемов производства различных промышленных товаров приводит к увеличению количества сбрасываемых минерализованных сточных вод. При этом повышается концентрация солей в водоемах и в почве, чем наносится непоправимый вред природе.

Имеющиеся методы очистки сточных вод — химические, биологические и биохимические, физические, физико-химические и другие — во многих случаях недостаточно эффективны или вовсе непригодны. Важнейшей задачей является создание новых экономических установок концентрирования сточных вод без образования отложений на поверхностях нагрева, а также разработка мероприятий, существенно снижающих скорость образования этих отложений.

Третья проблема имеет важное значение для решения задач водоснабжения ряда районов, где ощущается дефицит пресной воды (Северный и Западный Казахстан, Туркменская ССР, Донбасс, Крым, побережья Черного и Азовского морей и др.). В этих районах практически не ограничены источники соленых вод. По мере развития промышленности и орошаемого земледелия нехватка пресной воды будет еще ощутимее.

Во многих районах мира успешно эксплуатируются опреснительные установки различного типа. Основным методом опреснения является дистилляция воды в МВУ и в УМИ. Это наиболее распространенные и наиболее мощные установки по сравнению с установками других типов. С их помощью производят 97% всей опресняемой в мире воды. Однако стоимость процессов опреснения еще очень высока: порядка 0,8 руб. за 1 м³ пресной воды на наиболее мощных и экономичных дистилляционных установках. Важнейшей задачей является существенное снижение затрат на опреснение воды в дистилляционных установках.

Четвертая проблема очень важна для химической промышленности и для цветной металлургии. Ряд районов Советского Союза имеет обширные водоемы, содержащие ценное сырье для этих отраслей промышленности (Сиваш, лиманы, соленые озера в Средней Азии, воды морей и океанов). Перспективно производство на базе переработки этих вод таких ценных веществ, как иод, бром, натрий, магний и др.

Развитие производства веществ из соленых вод морей и других источников сдерживается, в частности, отсутствием экономических методов концентрирования. Для этих целей необходимы установки, концентрирующие соле-

ные воды без отложений на поверхностях нагрева при высоких энергетических показателях.

Указанные четыре проблемы в определенной мере связаны с необходимостью создания и эффективной эксплуатации систем, обеспечивающих высокую степень концентрирования растворов без отложений на поверхностях теплообмена. Поэтому можно сформулировать следующие важнейшие задачи в области совершенствования выпарной техники: 1) снижение энергетических затрат на выпаривание; 2) снижение капитальных затрат, в частности уменьшение расходов дорогостоящих антикоррозионных материалов; 3) достижение высоких (предельных) степеней концентрирования растворов при удельно-летворительных технико-экономических и эксплуатационных показателях; 4) улучшение эксплуатационных характеристик выпарных установок и создание эффективных систем управления ими.

Первая задача — снижение расходов энергии — связана с тем, что в зависимости от конструкций выпарных установок, свойств раствора и других факторов расход энергии на выпаривание высок и составляет от $2,8 \cdot 10^6$ кДж на 1 т испаренной воды (одноступенчатый процесс) до $0,85 \cdot 10^6$ кДж на 1 т (многоступенчатый регенеративный процесс). При этом расходы топлива на выпаривание очень высоки. Например, при производительности выпарной установки по испаренной воде 100 т/ч и удельном расходе $8,0 \cdot 10^5$ кДж/т (пять ступеней испарения) расход условного топлива в год составит приблизительно 22 000 т. Годовой расход топлива на выпаривание в нашей стране составляет многие миллионы тонн.

Вторая задача — снижение капитальных затрат на выпаривание — чрезвычайно актуальна, поскольку современные выпарные установки — это громоздкие системы, требующие больших расходов дорогостоящих материалов (прежде всего цветных металлов) и больших производственных площадей. Капитальные затраты на выпаривание велики в связи с тем, что обычно выпаривают жидкости, вызывающие коррозию аппаратуры. В большинстве случаев капитальные затраты составляют приблизительно 50% от суммарных затрат на выпаривание.

Третья задача — создание выпарных установок предельного концентрирования, работающих без отложений на поверхностях нагрева — имеет важное значение в связи с проблемой предотвращения загрязнения естественных водоемов сточными минерализованными водами, а также ввиду необходимости создания систем извлечения ценных минеральных веществ из морских вод и вод других соленых источников. Применение выпарных установок поверхностного типа ограничено малой степенью концентрирования растворов, необходимостью применения дорогостоящих материалов и предварительной обработки растворов. Электродиализ, гиперфльтрация, ионообмен и другие известные методы не обеспечивают достаточных степеней концентрирования растворов.

Четвертая задача связана с необходимостью предотвращения отложений, снижения расходов энергии и стоимости процесса выпаривания, улучшения условий труда, повышения эффективности систем управления и др.

Таким образом, для ряда ведущих отраслей народного хозяйства важное значение имеет создание новых, более совершенных выпарных установок, и повышение эффективности действующих.

1.3. МЕТОДЫ АНАЛИЗА И СИНТЕЗА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании и эксплуатации выпарных установок возникает необходимость в решении следующих основных групп задач.

1. Выбор конструкций аппаратов и схемы установок, определение оптимальных параметров разрабатываемых установок.

2. Определение оптимального режима работы действующих установок.

3. Анализ установившихся и переходных процессов, необходимый в связи с автоматизацией установок; оценка влияния переходных процессов на производительность, качество готового продукта и другие показатели; выбор конструктивных и режимных параметров, обеспечивающих наилучшую регулируемость установок.

При решении этих задач используются методы расчета, которые обычно подразделяются на проектные и эксплуатационные. Самостоятельно можно выделить методы расчета установок как объектов управления. Это выделение условно, так как проектирование нового объекта должно выполняться совместно с проектированием системы управления им, а совершенствование системы управления действующим объектом выполняется обычно совместно с его оптимизацией.

Основной целью проектных расчетов является определение параметров выпарных установок, обеспечивающих решение задач первой группы. При выполнении расчетов действующих выпарных установок основной целью является установление оптимального режима работы при заранее известных конструктивных параметрах аппаратов.

Анализ установившихся и переходных режимов необходим ввиду того, что в условиях промышленной эксплуатации меняются параметры пара и раствора, поступающего на выпаривание, нагрузки потребителей (для установок с пароотбором) и т. п. Вследствие значительной инерционности объекта он не успевает войти в установившийся режим до воздействия нового возмущения. Поэтому выпарные установки работают практически в переходном режиме. Большой интерес представляет изучение переходного режима с целью оценки влияния его на производительность, экономичность установки и качество готовой продукции.

Важной задачей является проектирование объекта с учетом его автоматизации. В связи с этим также возникает необходимость расчета и исследования переходных процессов. Для проектирования систем автоматического управления выпарными установками, их наладки и эксплуатации необходимы данные о статических и динамических свойствах рассматриваемых объектов. Необходимо проектировать объекты так, чтобы они обладали свойствами самоуправляемости, хорошей регулируемостью и соответствующими статическими и динамическими характеристиками, облегчающими осуществление регулирования и создания эффективной системы управления.

Следует отметить, что в настоящее время процессы в выпарных аппаратах недостаточно изучены; не разработаны в необходимой мере методики комплексной оптимизации выпарных установок при проектировании и эксплуатации с учетом различных технико-экономических критериев оптимальности. Не разработаны методики проектных и эксплуатационных расчетов для случая отсутствия или недостатка исходной информа-

ции, а также для условий совместной работы выпарных и энерготехнологических агрегатов. Недостаточны сведения о динамике выпарных установок. В связи с этим возникают задачи дальнейшего изучения процессов в выпарных установках, совершенствования методов их анализа и синтеза, необходимых при проектировании и эксплуатации этих установок.

При решении этих задач используются два взаимосвязанных направления, характерных для исследования сложных систем: 1) изучение процессов в элементах установок; 2) изучение установок как систем взаимосвязанных элементов. По первому направлению выполнено множество работ. Эти работы посвящены вопросам теплообмена, гидродинамики, накипеобразования, сепарации паров и др. Во многих случаях получена информация об элементах установок, необходимая для выполнения соответствующих расчетов. Зачастую имеются данные, позволяющие находить лишь сугубо ориентировочные решения, однако иногда отсутствуют и такие данные. Поэтому получение надежной информации о процессах в элементах выпарных установок и ее обобщение остается важнейшей задачей.

Изучением выпарных установок как систем занимались отечественные ученые — И. А. Тищенко, Н. И. Гельперин, М. А. Кичигин, Г. Н. Костенко, Т. А. Колач, И. А. Ушатинский, В. Д. Попов, Н. Ю. Тобилович, И. М. Федоткин, С. И. Голуб и др. Это направление соответствует современным тенденциям развития исследований сложных технологических агрегатов [2, 3].

Изучение выпарных установок как сложных систем (с применением соответствующих методов) имеет принципиальное значение, так как процессы в их элементах взаимосвязаны. Однако анализ работ по исследованиям и методам расчета выпарных установок указывает на определенный пробел в этом направлении. Так, основные разделы современных методов теплового расчета выпарных установок недостаточно увязаны между собой. Как правило, системы уравнений энергетического и материального балансов решаются отдельно, а уравнения теплопередачи и другие уравнения используются на последующих этапах расчета. В то же время условия теплообмена в выпарных аппаратах и испарителях существенно влияют на тепловую нагрузку (производительность) аппаратов и температурный режим. И наоборот, тепловая нагрузка и температурный режим в значительной мере определяют коэффициенты теплопередачи аппаратов. Эта взаимосвязь недостаточно учитывается при расчете статических и динамических характеристик выпарных установок.

Такое положение объясняется тем, что лишь в последние годы, в связи с развитием вычислительной техники и новых математических методов, стало возможным изучение сложных объектов как систем. Возникли предпосылки для исследования выпарных установок на основе совместного использования методов теории тепло- и массообмена при анализе процессов в эле-

ментах и методов кибернетики и системотехники при изучении этих установок как систем.

Имеется множество работ по математическому описанию отдельных процессов в выпарных установках. Так, И. А. Тищенко [4], Н. И. Гельпериним [5] получены системы уравнений тепловых и материальных балансов, Г. Н. Костенко [6] получил уравнение для расчета снижения производительности установки в связи с накипеобразованием. Предложены математические модели для расчета динамики изменения некоторых параметров одноступенчатого выпарного аппарата (уравнения А. Г. Левачева, Джонсона и Лея). В последние годы в ряде стран опубликованы работы по математическому описанию переходных процессов в МВУ. Составлены [7, 8] линейные модели промышленной и двухступенчатой экспериментальной установок для сравнения сахарного раствора. Описана [9, 10] методика составления приближенных моделей динамики МВУ сахарного завода. В указанных работах рассмотрены лишь частные случаи при чрезмерных упрощениях. Поэтому возникла задача создания достаточно полной методики построения математических моделей МВУ, выполненных по различным схемам, применяемым в промышленности [3, 11—13].

Как уже сказано, выпарные установки являются сложными системами, состоящими из большого числа взаимодействующих элементов, в которых происходят процессы тепло- и массопереноса. Современные методы анализа и синтеза таких систем связаны с возникновением новых наук и научных дисциплин: кибернетики [14], общей теории систем [15], системотехники [16, 17], благодаря которым за последние годы существенно изменились или меняются методы расчета и анализа объектов химической технологии [18—20], энергетики [21, 22].

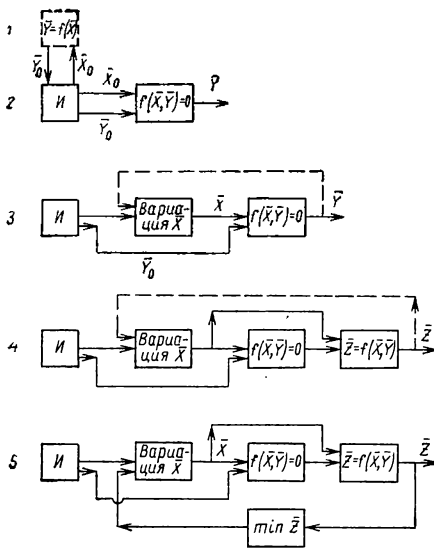
Решение задач анализа и синтеза в соответствии с современной методологией производится в определенной последовательности взаимосвязанных этапов, а именно: 1) формирование целей, определение критериев эффективности и системы ограничений, возникающих при решении задачи; 2) анализ априорной информации об объекте, получение дополнительной новой информации; 3) генерация идей решения задачи; 4) составление математической модели объекта, включающей целевую функцию, систему уравнений функционирования объекта и систему ограничений; 5) определение теоретически и экспериментально информации для математической модели; 6) разработка методики определения оптимальных параметров объекта.

Изучение процессов в сложных технологических системах, разработка и проектирование этих систем в той или иной мере связаны с необходимостью построения достаточно надежных и полных математических моделей, являющихся основой развития методов расчета систем.

Для сокращения объемов экспериментов и соответствующих затрат средств и времени целесообразно использовать современные методы планирования эксперимента [23]. Эти методы весьма эффективны при анализе теплотехнических объектов, в том числе выпарных аппаратов [24]. Эффективность применения современных методов планирования эксперимента существенно повышается с увеличением числа исследуемых факторов.

Статический расчет установок выполняется с помощью следующих основных алгоритмов [2] (рис. 1.2): 1) алгоритма при-

Рис. 1.2. Блок-схемы алгоритмов расчета выпарных установок.



ближенного расчета (АПР); 2) алгоритма уточненного расчета (АУР); 3) алгоритма расчета зависимостей выходных параметров установок от входных (алгоритм расчета статических характеристик — АРСХ); 4) алгоритма расчета зависимостей технико-экономических критериев эффективности (оптимальности) от независимых параметров (АРКО); 5) алгоритма оптимизации параметров (АО).

Алгоритмы расчетов содержат следующие основные блоки: задания исходной информации I , приближенной оценки вектора выходных переменных \bar{Y}_0 , уточненного расчета вектора выходных переменных \bar{Y} , вариации вектора выходных переменных \bar{X} , расчета целевой функции Z , оптимизации ($\min Z$).

АУР состоит из двух блоков: задания исходной информации и операционного (\bar{Y}), с помощью которого методом итераций [19, 20] решается система нелинейных уравнений, заданных в явной или неявной форме. Если приближенное решение \bar{Y}_0 известно достаточно точно, то АУР его уточняет. Если \bar{Y}_0 не известен, его определяют с помощью алгоритма приближенного расчета АПР. Последний также содержит два блока: исходной информации и операционный, рассчитывающий $\bar{Y}_0 = f(\bar{X}_0)$ на основе приближенных соотношений, полученных с помощью теории выпарных установок [3].

АРСХ формируется из АУР путем добавления блока вариации вектора \bar{X} . Этот блок служит для вариации вектора \bar{X} с учетом заданных ограничений на \bar{X} и \bar{Y} .

АРКО формируется из АРСХ добавлением блока расчета целевой функции, а АО получается из АРКО включением в цепь обратной связи оптимизатора.

Рассмотренные блок-схемы предусматривают возможность решения широкого класса задач расчета различных установок, включая выпарные. Например, АРСХ и АО можно использовать не только при проектировании, но и при планировании и оптимизации режимов работы действующих установок; на основе АУР можно выполнять расчет параметров установок и при их проектировании, и при эксплуатации.

Для получения статических характеристик установок вектору независимых переменных \bar{X} придают последовательные приращения $\Delta\bar{X}$, в результате чего вектор зависимых переменных \bar{Y} описывает траекторию в пространстве допустимых значений параметров. Значение \bar{Y} получают решением нелинейной системы уравнений статике при различных \bar{X} одним из методов итераций. Приращения $\Delta\bar{X}$ задаются предварительно либо определяются автоматически из условия получения заданной точности воспроизводства функции $\bar{Y} = f(\bar{X})$. В работе [2] приведена блок-схема расчета статических характеристик, в которой вариация вектора \bar{X} осуществляется по соотношению $\bar{X}_i = \bar{X}_{i-1} + \Delta\bar{X}$ с учетом ограничений $\bar{X}_{\min} \leq \bar{X} \leq \bar{X}_{\max}$.

При определении оптимальных параметров проектируемых установок могут решаться различные задачи: минимизация поверхности нагрева, миними-

зация расчетных затрат и др. При заданной схеме установки эти задачи сводятся к задачам нелинейного программирования. При небольшом числе оптимизируемых переменных для определения оптимальных параметров можно использовать простую схему «отсева» оптимальных значений параметров [2]. Критерий оптимальности Z на i -м шаге сравнивается с минимальным значением Z , полученным в предшествующих расчетах. Устройство выдает на печать минимальное значение критерия эффективности и соответствующие оптимальные параметры.

При анализе и синтезе теплотехнических установок для предварительных оценок на начальном этапе применяют методы, основанные на использовании первого и второго законов термодинамики [25]. Эти методы не дают какого-либо дополнительного эффекта при технико-экономической оптимизации технологических агрегатов. Использование энтропийного и эксергетического методов ограничено специфическими трудностями точного вычисления энтропии и эксергии.

При анализе и синтезе установок возможны два случая: 1) количественная информация о коэффициентах модели известна; 2) эта информация недостаточна.

В первом случае на основе модели установки для заданной схемы определяют оптимальные параметры объекта. Эта процедура выполняется для различных схем (структур), у которых варьируется способ соединения элементов и их число.

Во втором случае анализу и синтезу предшествуют два взаимосвязанных этапа: 1) оценка влияния на конечный результат факторов, информация о которых либо задана с существенной погрешностью, либо отсутствует, и обоснование возможности определения параметров установки без получения дополнительной информации; 2) экспериментальное определение необходимой информации.

Эффективность создаваемых установок в значительной мере определяется качеством и полнотой исходной информации. Возможности получения дополнительных данных при разработке новых объектов принципиально ограничены ресурсами, сроками и т. п. Поэтому разработку (проектирование) новых установок, как правило, выполняют при недостатке информации. Решения принимаются в условиях неопределенности и зачастую они далеки от оптимальных. При этом используются инженерный опыт, интуиция, эвристический подход.

Термодинамика процессов выпаривания

2.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Методы термодинамики необходимы для анализа закономерностей преобразования энергии и получения уравнений, необходимых для построения математических моделей процессов выпаривания. Они позволяют оценить энергетические характеристики этих процессов и наметить пути повышения энергетической эффективности выпарных установок.

Системы, в которых происходят процессы выпаривания, являются термодинамически открытыми. Для таких систем уравнение сохранения массы в стационарных режимах можно записать в виде:

$$\sum_{j=1}^m D_j = 0 \quad (2.1)$$

где D_j — потоки массы на входе и выходе системы; m — число потоков массы.

Уравнение сохранения массы для нестационарных режимов можно записать в форме

$$\frac{d \left(\sum_{i=1}^f G_i \right)}{d\tau} = \sum_{j=1}^m D_j \quad (2.2)$$

где G_i — масса i -го внутреннего элемента (фазы) системы; f — число элементов в системе.

Уравнение сохранения энергии для открытой системы в стационарном режиме запишем в следующем виде:

$$\sum_{l=1}^r Q_l + \sum_{v=1}^p l_v + \sum_{j=1}^m D_j i_j = 0 \quad (2.3)$$

где Q_l — потоки тепла на входе и выходе системы; r — число потоков; l_v — потоки механической работы на входе и выходе системы; p — число этих потоков; i_j — удельная энтальпия j -го потока массы.

Уравнение сохранения энергии для нестационарных квазистатических режимов записывается в виде

$$\frac{d \left(\sum_{i=1}^f U_i \right)}{d\tau} = \sum_{l=1}^r Q_l + \sum_{v=1}^p l_v + \sum_{j=1}^m D_j i_j \quad (2.4)$$

где U_i — внутренняя энергия i -го элемента (фазы) системы. Она равна

$$U_i = G_i u_i \quad (2.5)$$

где u_i — удельная внутренняя энергия i -го элемента.

В процессах кипения растворов, конденсации паров, кристаллизации и растворения изменяется поверхность раздела фаз. При этом совершается работа по преодолению сил молекулярного взаимодействия при переносе частиц через границу раздела фаз. При изменении поверхности раздела фаз F эта работа равна

$$\delta l_{\Pi} = -\sigma dF \quad (2.6)$$

где σ — поверхностное натяжение. Работа за счет изменения массы системы (числа частиц) равна

$$\delta l_m = \sum_{i=1}^k \mu_i db_i \quad (2.7)$$

где μ_i — химический потенциал i -го компонента в растворе; k — число компонентов; b_i — концентрация i -го компонента в растворе.

В этом случае уравнение сохранения энергии для стационарного режима записывается в виде

$$\sum_{i=1}^r \delta Q_i + \sum_{v=1}^p \delta l_v + \sum_{j=1}^m D_j i_j + \sum_{i=1}^k \mu_i db_i - \sigma dF = 0 \quad (2.8)$$

При расчетах процессов выпаривания широко применяют уравнения состояния газов и жидкостей

$$f(p, V, T) = 0 \quad (2.9)$$

При этом используют как уравнение идеального газа ($pV = RT$), так и уравнения, описывающие свойства реальных газов. Привлекаются зависимости термодинамических параметров пара, воды, растворов на пограничных кривых от температуры, давления, концентрации:

$$\begin{aligned} t &= f(p) & i' &= f_1(t) & i'' &= f_2(t) & r &= f_3(t) & u'' &= \psi(t) \\ u'' &= \psi_1(p) & c''' &= f(\theta, b) \text{ и т. д.} \end{aligned}$$

При малых отклонениях параметров используются линейные соотношения типа

$$t_{\Pi} = t_{\Pi 0} + \frac{\partial t_{\Pi}}{\partial p_{\Pi}} p_{\Pi}$$

Термические и калорические величины на пограничных кривых являются функциями $(k+2-\varphi)$ параметров, где k , φ — числа компонентов и фаз соответственно. Так, для растворителя все термодинамические величины являются функциями одного параметра, например температуры или давления.

В этом случае при получении соотношений, характеризующих скорости изменения температуры или давления, можно использовать оператор

$$\frac{d}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial t} \cdot \frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\tau} \quad (2.10)$$

На основе зависимости (2.10) записываются соотношения для скоростей изменения внутренней энергии, плотностей пара, энтальпии и теплоемкости жидкости на линиях насыщения:

$$\frac{du}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial t} \cdot \frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\tau} \quad (2.10a)$$

$$\frac{d\rho''}{d\tau} = \frac{\partial \rho''}{\partial t} \cdot \frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial \rho''}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\tau} \quad (2.10б)$$

$$\frac{di''}{d\tau} = \frac{\partial i''}{\partial t} \cdot \frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial i''}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\tau} \quad (2.10в)$$

$$\frac{dc'}{d\tau} = \frac{\partial c'}{\partial t} \cdot \frac{dt}{d\tau} = \frac{\partial c'}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\tau} \quad (2.10г)$$

Уравнения (2.4) и соотношения типа (2.10a)—(2.10г) используются для расчета нестационарных (переходных) режимов выпаривания.

2.2. РАВНОВЕСИЕ В РАСТВОРАХ ПРИ ВЫПАРИВАНИИ

Состояние каждой фазы характеризуется двумя термодинамическими параметрами (например, давлением p и температурой T) и составом раствора (концентрациями компонентов). Может оказаться, что при заданных независимых переменных (например, p , T и концентрации) раствор не является однородным, а распадается на две или более соприкасающихся фаз, находящихся в равновесии друг с другом.

Если пренебречь явлениями на поверхностях раздела двух соприкасающихся фаз, то условия их равновесия записываются в виде

$$T_1 = T_2 \quad p_1 = p_2 \quad \mu_1 = \mu_2 \quad (2.11)$$

где μ_1 , μ_2 — химические потенциалы компонентов.

Химический потенциал определяется соотношениями

$$\mu = \left(\frac{\partial I}{\partial b} \right)_{S,p} = \left(\frac{\partial F^*}{\partial b} \right)_{T,V} = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial b} \right)_{p,T} \quad (2.12)$$

где I , F^* , Φ — соответственно энтальпия (тепловая функция), свободная энергия, изобарный потенциал раствора.

Химический потенциал является функцией температуры и давления (либо каких-либо двух других термодинамических параметров) и состава фазы, определяемого концентрациями компонентов раствора b_1, b_2, \dots, b_k :

$$\mu = \mu(T, p, b_1, b_2, \dots, b_k) \quad (2.13)$$

где k — число компонентов раствора.

Следовательно

$$d\mu_i = \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial T} \right) dT + \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial p} \right) dp + \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial b_1} \right) db_1 + \\ + \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial b_2} \right) db_2 + \dots + \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial b_k} \right) db_k \quad (2.14)$$

Соотношение для определения дифференциала изобарного потенциала имеет вид

$$d\Phi = -SdT + vdp + \sum_{i=1}^k \mu_i db_i. \quad (2.15)$$

где S — энтропия рассматриваемой системы.

На основе соотношений (2.12) и (2.13) запишем:

$$\frac{\partial \mu_i}{\partial T} = \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial b_i} \right)_{p,T} = - \frac{\partial S}{\partial b_i} = -\bar{S}_i \quad (2.16)$$

и

$$\frac{\partial \mu_i}{\partial p} = \frac{\partial v}{\partial b_k} = \bar{v} \quad (2.17)$$

где \bar{S}_i , v_i — парциальные энтропия и объем i -го компонента.

Рассматривая совместно соотношения (2.14), (2.16) и (2.17), получим

$$d\mu_i = -\bar{S}_i dT + \bar{v}_i dp + \sum_{i=1}^k \frac{\partial \mu_i}{\partial b_i} db_i \quad (2.18)$$

Если закрытая система содержит f фаз, каждая из которых состоит из k независимых компонентов и в системе не протекают химические реакции, то для равновесия необходимо, чтобы температуры, давления и химические потенциалы каждого компонента всех фаз были одинаковы. Согласно правилу фаз Гиббса, в такой системе может находиться в равновесии не больше чем $k+2$ фазы, т. е. $f \leq k+2$. Отсюда следует, что если число сосуществующих фаз f меньше, чем $k+2$, то имеются переменные, которые можно задавать произвольно без нарушения равновесия системы. Такие переменные называют термодинамическими степенями свободы системы, и число их равно

$$m = k + 2 - f \quad (2.19)$$

При $m=0$ число фаз равно максимально возможному значению $f=k+2$, т. е. все переменные системы определены, и ни одну из них нельзя менять без нарушения равновесия и исчезновения (или возникновения) какой-нибудь фазы.

Химический потенциал растворенного вещества в идеальных растворах равен

$$\mu = \mu_0 + RT \ln b \quad (2.20)$$

где μ_0 — химический потенциал чистого растворенного вещества.

Если пренебречь поверхностными эффектами, то условия равновесия фаз определяются соотношениями (2.11); если эти эффекты учитывать, то для равновесия фаз необходимо, чтобы $T_1 = T_2$ и $\mu_1 = \mu_2$, а давления в фазах были различны и определялись соотношением [26]:

$$p_1 = p_2 + \sigma \frac{dF}{dV_1} \quad (2.21)$$

Это соотношение получают при условии, что суммарный объем фаз не меняется: $V_1 + V_2 = V = \text{const}$. Для сферической поверхности соотношение (2.21) принимает вид

$$p_1 = p_2 + 2\sigma/R \quad (2.22)$$

а для произвольной поверхности оно имеет вид

$$p_1 = p_2 + \sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2.23)$$

где R_1, R_2 — главные радиусы кривизны поверхности.

Из соотношений (2.22) вытекает, в частности, что для существования в жидкости пузырька пара давление в нем должно быть больше, чем давление в жидкости. Для сферического пузырька, находящегося в равновесии с окружающей фазой, разность давлений в жидкости и паре равна $2\sigma/R$. Этот факт обуславливает необходимость перегрева жидкости при кипении и переохлаждения ее при конденсации. Если зависимость температуры от давления на линии насыщения имеет вид $T = f(p)$, то указанный перегрев (переохлаждение) составит

$$\Delta T = f\left(p^{(2)} + \frac{2\sigma}{R}\right) - f(p^{(2)}) \quad (2.24)$$

где $p^{(2)}$ — заданное давление пара над жидкостью.

Для зарождения новой фазы (парового пузырька в перегретой жидкости; капли жидкости в переохлажденном паре; кристалла в переохлажденной жидкости) необходимо наличие зародыша этой фазы определенного минимального размера. Если считать, что такой зародыш имеет сферическую форму и находится в равновесии с окружающей средой, размер его можно определить из уравнения (2.22):

$$R_{\min} = 2\sigma/(p_1 - p_2) \quad (2.25)$$

где p_1, p_2 — давления в зародыше и в окружающей его метастабильной фазе.

Разность давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ в зародыше и в метастабильной фазе определяется перегревом или переохлаждением этой фазы. Критический радиус зародыша уменьшается с увеличением перегрева (переохлаждения).

Для любого фазового перехода (испарение, конденсация, кристаллизация) в однокомпонентной системе справедливо уравнение Клапейрона:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{r}{T(v_2 - v_1)} \quad (2.26)$$

где r — теплота фазового перехода; v_1 , v_2 — удельные объемы фаз.

Минимальную разность температур метастабильной фазы и зародыша новой фазы ΔT можно определить с помощью уравнения (2.26) при относительно небольших ΔT (Δp):

$$\Delta T = \frac{T(v_2 - v_1)}{r} \Delta p \quad (2.27)$$

Подставляя соотношение (2.25) в (2.27), получим

$$\Delta T = \frac{2\sigma T(v_2 - v_1)}{rR_{\min}} \quad (2.28)$$

При кипении (парообразовании) и конденсации объем жидкой фазы значительно меньше паровой. Тогда

$$\Delta T = \frac{2\sigma T}{r\rho^{(2)}R_{\min}} \quad (2.29)$$

Из соотношения (2.29) следует, что заданному значению R_{\min} соответствует ΔT_{\max} , при котором происходит кипение жидкости или конденсация пара.

Если одна фаза является идеальным газом, то уравнение (2.26) можно проинтегрировать. В этом случае $v^{(2)} = RT/p$ и при $v^{(2)} \gg v^{(1)}$ можно получить одну из форм уравнения Клапейрона — Клаузиуса:

$$\frac{dp}{dT} = \frac{rp}{RT^2} \quad (2.30)$$

В достаточно узком интервале величину r можно считать независимой от p и T . Интегрируя уравнение (2.30) с учетом условия $r = \text{const}$, получим соотношение

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \frac{r}{R} \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2} \quad (2.31)$$

Это соотношение приближенно определяет изменение температуры фазового перехода (кипения, конденсации) при изменении давления или изменение давления при изменении температуры на кривой равновесия фаз.

Соотношение (2.31) позволяет оценивать при указанных допущениях, в частности, величину r для различных фазовых переходов при наличии информации о соответствующих p и T в двух точках пограничных кривых.

При выпаривании соприкасаются различные фазы растворителя (жидкость — пар, кристаллы — жидкость), в каждой из ко-

торых растворено некоторое количество одного и того же вещества. Одним из необходимых условий равновесия такой системы является равенство химических потенциалов растворителя и растворенного вещества в обеих фазах:

$$\mu^{(1)} = \mu^{(2)} = \mu_0^{(1)}(p, T) + RT \ln b^{(1)} = \mu_0^{(2)}(p, T) + RT \ln b^{(2)} \quad (2.32)$$

где индексы (1) и (2) относятся соответственно к первой и второй фазам. Л. Д. Ландау и Е. М. Лившиц [31] соотношение (2.32) записывают в виде

$$\mu_0^{(1)}(p, T) - Rb^{(1)}T = \mu_0^{(2)}(p, T) - Rb^{(2)}T \quad (2.33)$$

Если бы фазы растворителя не содержали растворенное вещество, условие равновесия имело бы вид

$$\mu_0^{(1)}(p, T_0) = \mu_0^{(2)}(p, T_0) \quad (2.34)$$

где p_0 и T_0 — давление и температура сосуществующих фаз на кривой равновесия чистого растворителя.

При получении соотношений для расчета параметров системы в уравнении (2.33) $\mu_0^{(1)}$ и $\mu_0^{(2)}$ разлагаются в ряд по степеням $\Delta p = p - p_0$ и $\Delta T = T - T_0$, где p и T — давление и температура на кривой равновесия фаз раствора в точке, близкой к точке (p_0, T_0) . Если учитывать в разложении только члены первого порядка относительно p и T , то с учетом равенства (2.34) получается уравнение

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mu_0^{(1)}}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial \mu_0^{(1)}}{\partial p} \Delta p - Rb^{(1)}T &= \\ = \frac{\partial \mu_0^{(2)}}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial \mu_0^{(2)}}{\partial p} \Delta p - Rb^{(2)}T & \end{aligned} \quad (2.35)$$

На основе уравнения (2.35), используя соотношение (2.16) и (2.17), а также

$$S'' - S' = r/T \quad (2.36)$$

получим уравнение

$$(r/T)\Delta T = (v^{(2)} - v^{(1)})\Delta p - R(b^{(2)} - b^{(1)})T \quad (2.37)$$

На основе уравнения (2.37) можно решать некоторые частные задачи оценки параметров процессов выпаривания. При $\Delta p = 0$

$$\Delta T = \frac{T^2(b^{(1)} - b^{(2)})R}{r} \quad (2.38)$$

Она характеризует изменение температуры двух фаз при изменении их концентрации от нуля (чистый растворитель) до $b^{(1)}$ и $b^{(2)}$ соответственно. Если при выпаривании образуется чистый пар ($b^{(2)} = 0$), то

$$\Delta T = \frac{T^2 b^{(1)} R}{r} \quad (2.39)$$

Формула (2.39) определяет изменение температуры кипения при постоянном давлении и различных концентрациях раствора

если растворенное вещество не переходит в пар ($b^{(2)} \ll b^{(1)}$). Величина ΔT представляет собой разность температуры кипения (испарения) раствора концентрацией $b^{(1)}$ и температуры кипения чистого растворителя. При кипении $r > 0$, поэтому $\Delta T > 0$, т. е. с повышением концентрации раствора повышается температура кипения.

При $\Delta T = 0$ из уравнения (2.37) определяем величину Δp — разность между давлением насыщенного пара растворителя над раствором и над чистым растворителем при одной и той же температуре:

$$\Delta p = \frac{RT (b^{(2)} - b^{(1)})}{v^{(2)} - v^{(1)}} \quad (2.40)$$

При кипении $v^{(2)} \gg v^{(1)}$, поэтому объемом жидкой фазы в соотношении (2.40) можно пренебречь. Получим:

$$\Delta p = \frac{RT (b^{(2)} - b^{(1)})}{v^{(2)}} \quad (2.41)$$

Уравнение (2.41) определяет изменение давления двух фаз при постоянной температуре с изменением концентрации раствора.

Если считать, что состояние образующегося пара характеризуется уравнением идеального газа $p v = RT$, то соотношение (2.41) преобразуется к виду

$$\Delta p/p = b^{(2)} - b^{(1)} \quad (2.42)$$

При образовании чистого пара из кипящего (испаряющегося) раствора ($b^{(2)} = 0$) из соотношения (2.42) получаем:

$$\Delta p/p = -b^{(1)} \quad (2.43)$$

Это соотношение определяет закон Рауля: относительное понижение давления насыщенного пара над раствором равно концентрации раствора.

2.3. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ДЕПРЕССИИ

Из рассмотренной теории вытекает наличие так называемой физико-химической температурной депрессии — разности между температурами кипения раствора θ и чистого растворителя при заданном давлении:

$$\Delta = \theta - t \quad (2.44)$$

Из соотношения (2.39) следует, что физико-химическая температурная депрессия зависит от температуры испарения (давления) и концентраций компонентов раствора:

$$\Delta = f(\theta, \bar{b}_i) \quad (2.45)$$

где \bar{b}_i — вектор концентраций компонентов раствора. Для однокомпонентного раствора $\bar{b}_i = b$.

Физико-химическая температурная депрессия снижает полезный температурный напор в выпарном аппарате. Надежные данные о значениях физико-химических депрессий различных реальных растворов и их зависимостях от определяющих факторов получают экспериментальным путем. На рис. 2.1 в качестве примера приведены графики изменения Δ для некоторых водных растворов при атмосферном давлении (по данным разных авторов).

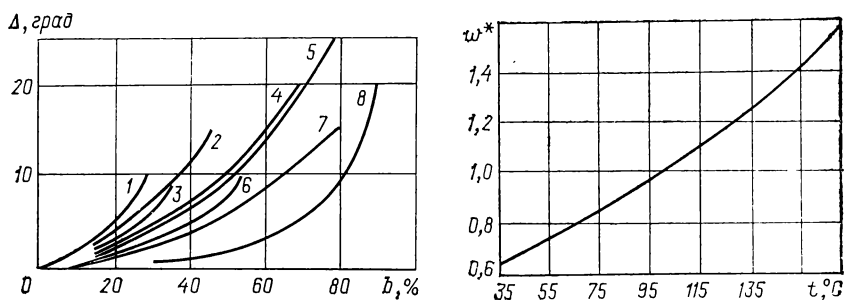


Рис. 2.1. Зависимость физико-химической температурной депрессии Δ при атмосферном давлении от концентрации b : 1 — NaCl; 2 — NH₄Cl; 3 — KCl; 4 — NaNO₃; 5 — NH₄NO₃; 6 — (NH₄)₂SO₄; 7 — KNO₃; 8 — раствор сахара.

Рис. 2.2. Зависимость коэффициента ω^* от температуры пара t [к уравнению (2.47)].

Для определения депрессии при другом давлении наряду с опытными данными используется ряд приближенных методов, среди которых наиболее известны: метод, основанный на эмпирическом законе Бабо с поправкой В. Н. Стабникова [27], и метод И. А. Тищенко [4], базирующийся на уравнении Клапейрона — Клаузиуса. Согласно первому методу, если известна температура кипения раствора при каком-либо давлении, то температура кипения его при заданном давлении определяется на основе соотношения:

$$(p - p_1)/p = \text{const} \quad (2.46)$$

где p_1 — давление пара над раствором; p — давление пара чистого растворителя.

Приведенное соотношение применимо к растворам с низкой концентрацией (разбавленным). При расчетах температурной депрессии для концентрированных растворов, кипящих под разрежением, должна учитываться поправка В. Н. Стабникова (табл. 1). Если в процессе растворения выделяется тепло, поправка берется со знаком «плюс», при поглощении тепла — со знаком «минус».

Погрешность при пользовании соотношением Бабо с поправкой Стабникова не превышает 1—3%.

По методу Тищенко, физико-химическая температурная депрессия при произвольном давлении определяется из уравнения

$$\Delta = 0,003872 \frac{T^2}{r} \Delta_0 = \omega^* \Delta_0 \quad (2.47)$$

где T и r — температура кипения и теплота парообразования растворителя при нормальном давлении; Δ_0 — физико-химическая температурная депрессия при атмосферном давлении; ω^* — коэффициент, определяемый по графику на рис. 2.2.

Формула Тищенко обеспечивает удовлетворительную точность лишь для водных растворов с малым значением депрессии.

ТАБЛИЦА 1

Поправка Стабникова к значениям температурной депрессии концентрированных растворов, кипящих под разрежением

Поправка Δ_{Π} , град	p_1/p						
	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
	Давление над кипящим раствором, мм рт. ст.						
0,9	100	200	400	450	500	550	650
1,8	—	50	200	350	450	500	550
2,6	—	—	100	275	300	350	400
3,6	—	—	—	150	200	250	300

Кроме физико-химической депрессии существуют еще гидростатическая и гидродинамическая температурные депрессии.

Гидростатическая депрессия — разность температуры испарения жидкости, находящейся под давлением гидростатического столба H , и температуры испарения жидкости у границы раздела пар — жидкость. Наличие этой депрессии связано со следующим. Для образования сферических паровых пузырей в толще жидкости необходимо обеспечить внутри них давление

$$p^{(2)} = p^{(1)} + \frac{2\sigma}{R} + H\rho'''g \quad (2.48)$$

где $p^{(1)}$ — давление над поверхностью жидкости; H — высота столба жидкости; ρ''' — плотность жидкости.

Из соотношения (2.48) следует, что давление внутри пузырька и, следовательно, температура кипения различны по высоте выпарного аппарата. Особенно сильно влияние гидростатического напора при работе выпарных установок под вакуумом.

Гидродинамическая депрессия — разность температур вследствие гидродинамических сопротивлений в греющих трубах и соединительных трактах выпарных аппаратов. Особенно существенна гидродинамическая депрессия в выпарных аппаратах с ниспадающей пленкой жидкости, работающих при небольших температурных напорах.

Таким образом, суммарная температурная депрессия при выпаривании растворов равна

$$\sum \Delta = \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 \quad (2.49)$$

где Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 — соответственно физико-химическая, гидростатическая и гидродинамическая депрессия.

Важным вопросом при расчете выпарных аппаратов является определение температуры пара над кипящим раствором. Можно принять равной температуре насыщения при давлении в аппарате [6]: $t = \theta - \Sigma \Delta$ или же равной температуре жидкости ($t = \theta$), согласно результатам экспериментальных исследований [28—30]. Эти пути практически равноценны, так как в последнем случае при расчете количества тепла, переданного в следующем аппарате, при определении температурного напора этого аппарата в качестве температуры греющего пара принимают температуру насыщения.

2.4. КРИСТАЛЛИЗАЦИЯ В РАСТВОРАХ

В большинстве случаев растворы, подвергаемые выпариванию, являются многокомпонентными водными растворами органических и неорганических веществ. При достижении состояния насыщения раствора одним из компонентов и определенном пересыщении этот компонент кристаллизуется.

Кристаллизация веществ из насыщенных растворов может осуществляться при выпаривании, охлаждении растворов с положительной растворимостью, нагревании растворов с отрицательной растворимостью. Положительной растворимостью обладают, например, растворы солей $MgCl_2$, $MgSO_4$, $NaCl$, отрицательной — растворы солей $CaSO_4$, $CaSiO_3$ и др.

Процессы кристаллизации интенсифицируются при введении дополнительных центров кристаллизации, при механических воздействиях, физико-химической обработке (магнитной, ультразвуковой и др.). При концентрации растворов без кристаллизации в выпарных аппаратах поверхностного типа и установках адиабатного испарения важно знать условия, предотвращающие кристаллизацию компонентов, выпадающих на поверхностях нагрева (например, $CaSO_4$). В кристаллизационных аппаратах необходимо знать условия, при которых образуются кристаллы требуемого качества.

С ростом степени концентрирования раствора по одному из компонентов уменьшается растворимость по другому. При концентрировании растворов большие трудности возникают в связи с тем, что одновременно с повышением концентрации одной соли происходит кристаллизация другой. Например, в сточных водах различных производств содержится сульфат кальция, растворимость которого мала. При концентрировании этих вод сульфат кальция легко кристаллизуется и осаждается на

поверхностях установки либо загрязняет кристаллы полезного продукта, например поваренной соли. Вследствие этого во многих случаях степень концентрирования водных растворов минеральных веществ существенно ограничена условиями кристаллизации отдельных компонентов.

Для определения условий кристаллизации многокомпонентных растворов важное значение имеет характер зависимости

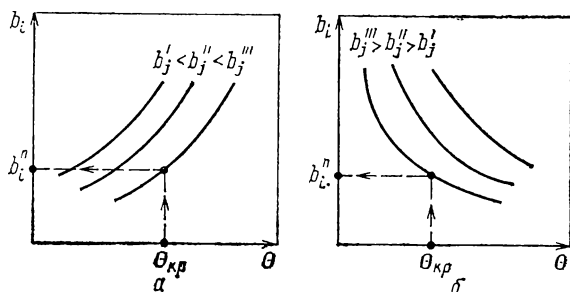


Рис. 2.3. Кривые положительной (а) и отрицательной (б) растворимости:

b_i — концентрация кристаллизующегося компонента; b_j — концентрация второго компонента в растворе.

растворимостей отдельных компонентов от температуры. На рис. 2.3 показан ход кривых растворимости в зависимости от температуры раствора.

Рабочие линии процессов, при которых обеспечиваются условия, предотвращающие кристаллизацию компонента i в растворах компонента j , должны лежать ниже соответствующей линии $b_j = \text{const}$. Направление пунктирных линий на рисунке показывает предельную концентрацию компонента i , выше которой он будет кристаллизоваться при заданной температуре процесса $\theta_{кр}$. Для предотвращения кристаллизации при испарении необходимо выполнение условия

$$b_i^n < \frac{b_{0i}S_0}{S_0 - \sum W} \quad (2.50)$$

а для осуществления кристаллизации — условие

$$b_i^n > \frac{b_{0i}S_0}{S_0 - \sum W} \quad (2.51)$$

где b_{0i} — начальная концентрация i -го компонента; S_0 — расход исходного раствора; $\sum W$ — расход испаренной воды.

Концентрация растворенных веществ на выходе из кристаллизатора определяется на основе уравнения баланса:

$$S_0 b_0 = S_1 b_1 + S_k b_k$$

где b_1 и b_k — концентрации обессоленной воды и суспензии; S_1, S_k — расходы обессоленной воды и суспензии. На основе этого уравнения при условии $S_k = S_0 - S_1$ запишем

$$b_k = \frac{b_0 - \frac{S_1}{S_0} b_1}{1 - S_1/S_0}$$

Величина b_1 определяется соотношением

$$b_1 = b_0 \pm \int_{\theta_0}^{\theta_1} \gamma d\theta$$

где $\gamma = \partial b / \partial \theta$ — коэффициент растворимости; θ_0, θ_1 — температура раствора до и после нагрева (охлаждения). Знак «плюс» соответствует растворам с отрицательным коэффициентом растворимости, знак «минус» — с положительным. Подставляя выражение для b_1 в соотношение для b_k , получим

$$b_k = \frac{b_0 - (S_1/S_0) \left(b_0 \pm \int_{\theta_0}^{\theta} \gamma d\theta \right)}{1 - S_1/S_0}$$

Для получения требуемых значений b_1 или b_k необходимо обеспечить соответствующий нагрев (охлаждение) жидкости ($\Delta\theta = \theta - \theta_0$). Из последнего соотношения следует, что при прочих равных условиях с ростом S_1/S_0 значение b_k увеличивается.

В установках предельного концентрирования при высоких вязкостях раствора и небольших размерах кристаллов они зачастую не осаждаются на поверхностях нагрева и других элементах установок вследствие малых скоростей движения кристаллов в вязком растворе и повышенных скоростей движения жидкостей.

Процессы кристаллизации изучались многими отечественными и зарубежными учеными. Современное состояние в области теории и практики процессов кристаллизации и методологии расчета кристаллизаторов изложено в работах [31—34] и др. Расчет кристаллизаторов включает следующие основные этапы: построение кривой растворимости по исходным технологическим данным; расчет кинетики кристаллизации; определение параметров и расходов рабочих сред; определение поверхностей нагрева и конструктивных параметров аппарата.

2.5. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС ПРОЦЕССОВ ВЫПАРИВАНИЯ

Для выпаривания раствора необходимо затратить энергию на нагрев раствора от начальной температуры до температуры испарения q_H ; на формирование и перенос центров парообразования (l_H); на разделение растворителя и раствора (l_p); на образование поверхности паровых пузырей, т. е. на преодоление сил поверхностного натяжения (l_n); на сопротивление давлению при формировании пузырька (l_d); на испарение чистого растворителя (теплота парообразования) r ; на транспортиров-

ку пузырей от места их образования до границы раздела жидкой и паровой фаз ($l_{\text{тр}}$); на преодоление пузырем границы раздела фаз ($l_{\text{ф}}$). Таким образом, суммарная удельная энергия (на 1 кг испаренной жидкости), которую необходимо затратить при выпаривании раствора, равна

$$q = q_{\text{н}} + l_{\text{ц}} + l_{\text{р}} + l_{\text{п}} + l_{\text{дт}} + l_{\text{тр}} + l_{\text{ф}} \quad (2.52)$$

Величина $q_{\text{н}}$ определяется по соотношению

$$q_{\text{н}} = c''' (\theta - \theta_0)$$

где θ_0 и θ — начальная температура раствора и температура испарения.

Минимальная работа формирования центров (зародышей) парообразования или кристаллизации может оцениваться по соотношению [35]:

$$l_{\text{ц}}^{\text{min}} = \frac{16\pi\sigma^3}{3\Delta p^2} n_{\text{ц}} \quad (2.53)$$

С учетом соотношения (2.25) получим:

$$l_{\text{ц}}^{\text{min}} = \frac{4\pi\sigma R_{\text{min}}}{3} n_{\text{ц}} \quad (2.54)$$

где Δp — разность давлений в метастабильной фазе и зародыше; $n_{\text{ц}}$ — концентрация зародышей в жидкости (удельная масса зародышей на 1 кг испаренной жидкости).

Вероятность образования зародыша в слабонагретой или переохлажденной жидкости определяется по соотношению [26]

$$w \propto \exp \left[- \frac{16\pi\sigma^3 (v_1)^2}{3RT (v_1 - v_2)^2 (\Delta p)^2} \right] \quad (2.55)$$

где Δp — степень метастабильности фаз, равная разности давлений фазы у зародыша (p) и на плоской поверхности раздела (p_0) при температуре T .

При образовании пузырьков пара в перегретой жидкости объем жидкости существенно меньше объема пара ($v_2 \ll v_1$), поэтому

$$w \propto \exp \left[- \frac{16\pi\sigma^3}{3RT (\Delta p)^2} \right]$$

При конденсации переохлажденного пара $v_2 \gg v_1$. Тогда

$$w \propto \exp \left[- \frac{16\pi\sigma^3 p^2 v_1^2}{3R^2 T^3 (\Delta p)^2} \right]$$

Степень метастабильности определяется величиной $\Delta p = p - p_0$ или $\Delta T = T - T_0$ (где T — температура метастабильной фазы, T_0 — температура равновесия фаз на плоской поверхности раздела). При этом, используя уравнение Клапейрона — Клаузиуса (2.26), можно получить соотношение для расчета вероятности образования зародыша:

$$w \propto \exp \left[- \frac{16\pi\sigma^3 T v_1^2}{3 (r\Delta T)^2} \right]$$

Если зародыш парообразования или кристаллизации вводится при выпаривании в метастабильную фазу, то величина $l_{\text{ц}}$ определяется как работа переноса (транспортировки) этих частиц в растворе.

Минимальную работу разделения, которую необходимо затратить, чтобы идеальный раствор концентрацией b_0 довести до концентрации b_1 за счет выделения растворителя, можно определить по соотношению [26]:

$$l_p^{\min} = \Phi_1 - \Phi_0 = Nb_0RT \ln(b_1/b_0) \quad (2.56)$$

где N — первоначальное число молекул растворителя.

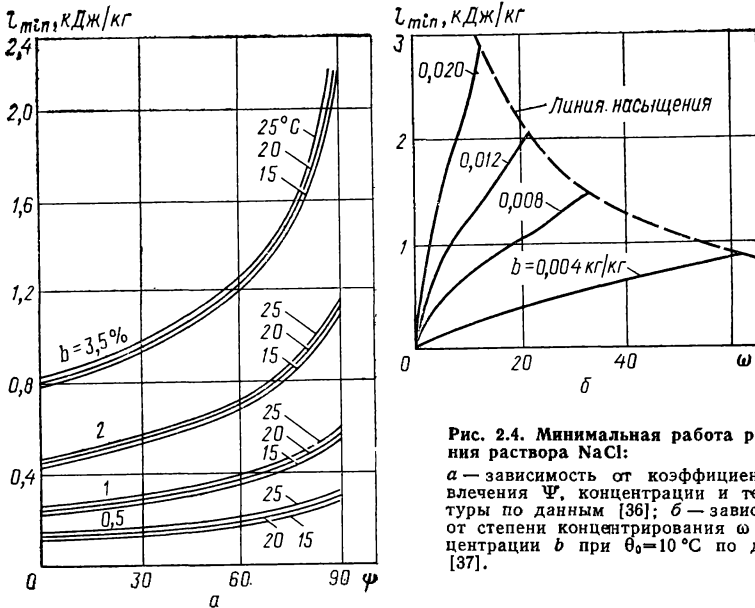


Рис. 2.4. Минимальная работа разделения раствора NaCl:

a — зависимость от коэффициента извлечения Ψ , концентрации и температуры по данным [36]; b — зависимость от степени концентрирования ω и концентрации b при $\theta_0 = 10^\circ\text{C}$ по данным [37].

На рис. 2.4 приведены графики, характеризующие зависимость работы (энергии) разделения растворов NaCl от концентрации и температуры [36, 37]. Для реальных растворов и минерализованных сточных вод минимальная работа разделения составляет обычно менее 3—5% от затрат энергии на действительный процесс отделения солей от растворителя.

Работу, затраченную на формирование поверхности паровых пузырей l_n при испарении 1 кг растворителя, можно определить на основе соотношения (2.6). Если принять, что σ не зависит от F , а пузыри представляют собой шары одинакового размера ($F = 4\pi R^2$), то

$$l_n = \int_{R_{\min}}^R \delta l_n = -4\pi\sigma (R^2 - R_{\min}^2) n \quad (2.57)$$

где R_{\min} — минимальный радиус пузыря, оцениваемый по формуле (2.25); n — число пузырей, образующихся на 1 кг пара. Значение n можно определить из условия, что 1 кг образовав-

шегося пара соответствует $4\pi R^3 \rho'' n/3$. Тогда

$$I_n = 3/4\pi \rho'' R^3 \quad (2.58)$$

Подставляя соотношение (2.58) в (2.57) и учитывая, что $R \gg R_{\min}$, получим:

$$I_n = -3\sigma/\rho'' R \quad (2.59)$$

Из соотношения (2.59) видно, что удельная энергия формирования поверхности пузырей возрастает с уменьшением их радиуса

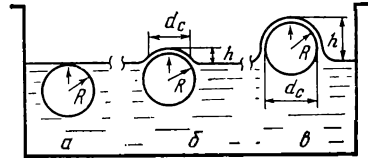


Рис. 2.5. Схема пересечения паровым пузырем зеркала испарения:

a — в момент касания поверхности раздела; *b* — в промежуточном состоянии; *c* — в момент разрыва пленки.

са. Коэффициент поверхностного натяжения уменьшается, а плотность пара увеличивается с ростом температуры. Поэтому величина I_n с ростом температуры испарения уменьшается.

Работа на преодоление сил давления при формировании пузырька равна

$$I_d = 4\pi R^3 (\rho'' - \rho') n/3$$

Используя соотношения (2.22) и (2.58), получим:

$$I_d = 2\sigma/\rho'' R \quad (2.60)$$

Теплота парообразования чистого растворителя может определяться с помощью уравнения Клапейрона — Клаузиуса (2.26) или как разность энтальпий пара i'' и жидкости i' на правой и левой пограничных кривых:

$$r = i'' - i' \quad (2.61)$$

Величина r зависит от температуры парообразования и, в частности, определяется соотношением Планка:

$$\frac{dr}{dT} = \frac{r}{T} + c'' - c'$$

где c'' и c' — теплоемкости на правой и левой пограничных кривых.

Удельная работа, затрачиваемая на транспортировку паровых пузырей или кристаллов, оценивается с помощью соотношения

$$I_{tr} = \frac{1}{2} \left[\rho'' (w'')^2 + \frac{\rho'}{k_{ц}} (w')^2 \right] + gH \left(\rho'' + \frac{\rho'}{k_{ц}} \right) \quad (2.62)$$

где w'' и w' — средние скорости движения паровых пузырей (кристаллов) и жидкости; H — средняя высота подъема жидкости и паровых пузырей (кристаллов) при выпаривании; $k_{ц}$ —

кратность циркуляции (отношение масс пара и жидкости при выпаривании).

Работа на преодоление паровыми пузырями границы раздела парожидкостного и парового пространства испарителя (зеркала испарения) может быть оценена следующим образом*. Она равна произведению силы $F_{дв}$, движущей пузырь от момента касания поверхности испарения до разрыва пленки жидкости, охватывающей пузырь, на соответствующий путь h (рис. 2.5) и число пузырей n :

$$l_{\phi} = F_{дв} h n = \frac{3F_{дв} h}{4\pi\rho'R^3} \quad (2.63)$$

Движущая сила равна равнодействующей сил Архимеда, тяжести и поверхностного натяжения пленки

$$F_{дв} = (\rho' - \rho'') g V_{п} - 2\pi d_c \cos \alpha \quad (2.64)$$

где $V_{п}$ — объем погруженной части пузырька:

$$V_{п} = \frac{\pi}{3} [4R^3 - 3Rh^2 - h^3] = f_1(R, h) \quad (2.65)$$

Диаметр сечения разрыва пузырька d_c равен

$$d_c = 2\sqrt{h(2R-h)} = f_2(R, h) \quad (2.66)$$

Таким образом, для оценки l_{ϕ} необходимо определить высоту выхода пузырька из жидкости h , при которой механическое напряжение в пленке превышает допустимое. Сила, разрывающая пленку, равна

$$F_p = F_{дв} + \Delta p f \quad (2.67)$$

где Δp — разность давлений пара, действующих на пленку ($\Delta p = 2\sigma/R$); f — площадь поверхности пузыря над зеркалом испарения, при которой происходит разрыв пленки, равная

$$f = 2\pi R h = f_3(R, h) \quad (2.68)$$

Допустимое напряжение в пленке находят из соотношения:

$$[\sigma] = \frac{F_p}{\pi d_c \delta} = \frac{(\rho' - \rho'') g f_1(R, h) - 2\pi \sigma f_2(R, h) \cos \alpha + \frac{2\sigma}{R} f_3(R, h)}{\pi f_2(R, h) \delta} \quad (2.69)$$

Для решения задачи необходимо знать зависимость толщины пленки от h и других параметров. Из соотношения (2.69) определяют h , при которой пленка разрывается. Далее на основе уравнения (2.63) рассчитывают работу на преодоление пузырями зеркала испарения.

Следует учесть, что при выводе уравнения (2.69) были приняты следующие допущения: 1) пленка, охватывающая пузырь, находится в равновесии (отсутствуют волны на ее поверхности); 2) кинетическая энергия потока не существенна; 3) толщина пленки одинакова по ее периметру; 4) пузырь

* Рассматривается один из подходов к определению l_{ϕ} .

имеет сферическую форму, которая не изменяется при переходе им зеркала испарения; 5) после разрыва пленки весь пар из пузыря поступает в паровое пространство испарителя. В действительности же картина иная: пленка возмущена; возможно образование волн; толщина пленки меняется по периметру пузыря; пузырь сжимается под действием сил поверхностного натяжения в направлении движения и потому не имеет сферическую форму; при разрыве пленки часть пара может не успеть присоединиться к объему испарителя вследствие того, что она отсекается жидкостью разорванной пленки. По этим причинам необходима экспериментальная проверка принятой модели.

При расчете энергетических затрат на выпаривание в промышленных установках величина $q = r + l_p$, так как остальные составляющие невелики по сравнению с теплотой фазового перехода r и работой разделения l_p . Если при выпаривании раствора происходит кристаллизация, то выделяется теплота кристаллизации $r_{кр}$, и энергия на выпаривание равна

$$q' = q - r_{кр} \quad (2.70)$$

При выпаривании малоconцентрированных растворов l_p невелика (менее 3% от r). В этих случаях $q' \simeq r - r_{кр}$.

В выпарных установках кроме расхода тепла непосредственно на выпаривание энергия расходуется на подачу и отвод жидкости в выпарной аппарат, на создание движения жидкости относительно поверхности теплообмена, на поддержание вакуума.

Расход энергии на выпаривание существенно снижается при регенерации тепла, утилизации вторичных энергетических ресурсов, использовании отборов вторичного пара для теплоснабжения различных потребителей. Особое значение для повышения энергетической эффективности процессов выпаривания имеет организация многоступенчатых процессов использования тепла, а также повышение параметров вторичных паров за счет термокомпрессии.

Для поверхностных МВУ удельный расход тепла приблизительно равен [6]:

$$q = r/n \quad (2.71)$$

где r — средняя теплота парообразования в ступенях испарения; n — число ступеней испарения.

Для УМИ удельный расход тепла определяется приближенным соотношением

$$q = r \left(\frac{1}{n} + \frac{\Delta t_n + \Delta}{\vartheta'' - \vartheta_n} \right) \quad (2.72)$$

где Δt_n , Δ — средние значения соответственно недогрева жидкости в регенеративных подогревателях (конденсаторах) и температурной депрессии; ϑ'' , ϑ_n — температуры раствора соответственно перед первой ступенью испарения и в последней ступени.

Из соотношений (2.71) и (2.72) следует, что при прочих равных условиях с увеличением числа ступеней испарения до определенного предела удельный расход тепла на выпаривание существенно снижается. Аналогичные результаты можно полу-

чить на основе анализа термодинамических потерь при выпаривании:

$$\sum_{i=1}^m \Pi_i = T_0 \sum_{i=1}^m \Delta S_i \quad (2.73)$$

где T_0 — температура окружающей среды; m — число элементов установки; ΔS_i — энтропийные потери в i -м элементе.

Если принять, что основная термодинамическая потеря связана с отводом тепла вторичных паров в конденсатор (Π_k), то

$$\sum_{i=1}^m \Pi_i = \Pi_k = T_0 \Delta S_k \quad (2.73a)$$

где величина ΔS_k равна

$$\Delta S_k = W_k r / T_k \quad (2.74)$$

Здесь W_k и T_k — соответственно расход пара на конденсатор и температура конденсации.

Для МВУ $W_k = \Sigma W / n$, поэтому, подставляя соотношение (2.74) в (2.73a), получим:

$$\Pi_k = \frac{T_0}{T_k} \cdot \frac{r}{n}$$

Из этого соотношения следует, что для уменьшения термодинамических потерь в МВУ необходимо увеличить число ступеней испарения. Этот вывод аналогичен полученному при анализе формулы (2.71).

Расход энергии на выпаривание определяется главным образом потерями, связанными с обеспечением конечных «движущих сил» — таких как разность температур, разность давлений и т. п. Желательно уменьшать их величину так, чтобы затраты энергии приближались к минимальным, соответствующим идеальному обратимому процессу разделения. В реальных установках затраты энергии велики по сравнению с минимально необходимыми, так как для снижения габаритных и стоимостных характеристик оборудования необходимо существенно повысить «движущие силы» процессов переноса. Уменьшение термодинамических необратимостей и соответственно снижение расходов энергии требует увеличения размеров оборудования и, следовательно, повышения капитальных затрат.

При создании систем предельного концентрирования растворов, выделения кристаллов растворенных веществ используются установки, в которых на разных стадиях концентрирования применяются выпарные аппараты с различной энергетической эффективностью. Например, при концентрировании раствора в две стадии на первой осуществляется выпаривание в многоступенчатых установках, а на второй производится выделение кристаллического продукта в одноступенчатых испарительных установках.

Удельный расход энергии (эксергии) на выделение из раствора воды и растворенных веществ определяется следующим образом [2]:

$$e = (E_k + E_c)/S_0 \quad (2.75)$$

где E_k , E_c — расходы энергии (эксергии) на стадиях соответственно концентрирования и выделения сухого остатка; S_0 — расход исходного раствора.

Значения E_k и E_c определяют по соотношениям

$$E_k = e_k W_k \quad (2.76)$$

$$E_c = e_c W_c \quad (2.77)$$

где e_k , e_c — удельные расходы энергии (эксергии) соответственно в блоках концентрирования и выделения сухого остатка (обезвоживания); W_k , W_c — производительность по испаренной воде блоков концентрирования и выделения сухого остатка соответственно.

Значения W_k и W_c находят по уравнениям

$$W_k = S_0 \frac{b_k - b_0}{b_k} \quad (2.78)$$

$$W_c = (S_0 - W) \frac{b_c - b_k}{b_c} = S_0 \frac{b_0}{b_k} \cdot \frac{b_c - b_k}{b_c} \quad (2.79)$$

где b_0 , b_k — концентрации жидкости на входе и выходе стадии концентрирования; b_c — концентрация продукта на выходе стадии выделения сухого остатка.

Подставляя соотношения (2.76) — (2.79) в (2.75), получим

$$e = e_k \frac{\omega_k - 1}{\omega_k} + e_c \frac{\omega_c - \omega_k}{\omega_c \omega_k} \quad (2.80)$$

где $\omega_k = b_k/b_0$ — степень концентрирования жидкости на первой стадии; $\omega_c = b_c/b_0$ — степень концентрирования в системе. Можно также получить соотношение для расхода энергии на 1 кг испаренной воды:

$$e_W = \frac{E_k + E_c}{\sum W} = \frac{e_k \omega_c (\omega_c - 1) + e_c (\omega_c - \omega_k)}{\omega_k (\omega_c - 1)} \quad (2.81)$$

Из соотношений (2.80) и (2.81) следует, что удельный расход энергии при двухстадийном процессе зависит от степени концентрирования жидкости на первой стадии, от общей степени концентрирования в системе и от удельных расходов энергии (эксергии) на первой и второй стадиях.

Удельные расходы эксергии на стадиях концентрирования и выделения сухого остатка определяются соотношениями:

$$e_k = e_k^T \Phi + e_k^3$$

$$e_c = e_c^T \Phi + e_c^3$$

где e_k^T — удельный расход тепла; $e^э$ — удельный расход электроэнергии, $\varphi = 1 - T_0/T_{ср}$; T_0 — температура окружающей среды; $T_{ср}$ — среднетермодинамическая температура процесса.

Минимальные расходы энергии e_k и e_c определяются работой, затраченной на разделение воды и растворенных веществ, и зависят от концентрации и температуры раствора.

Если на стадии концентрирования жидкости используются многоступенчатые испарительные установки, а на стадии обезвоживания — одноступенчатые установки, то удельный расход тепла на предельное концентрирование 1 кг раствора определяется из соотношения, полученного на основе уравнения (2.80):

$$q = \frac{r}{\omega_k} \left(\frac{\omega_k - 1}{n\eta_k} + \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{\omega_c - \omega_k}{\omega_c} \right) \quad (2.82)$$

где η_k , η_c — коэффициенты использования энергии в процессах концентрирования и выделения сухого остатка.

На рис. 2.6 в качестве примера представлены зависимости удельных расходов тепла q в комбинированной системе выделения из раствора сухого остатка (кривые 1), на стадии концентрирования раствора q_k (кривые 2) и на стадии получения сухого остатка q_c (кривые 3) от степени концентрирования раствора ω_k при различных числах ступеней испарения n . Расчеты проводились на основе соотношения (2.82) при следующих исходных данных: $b_0 = 0,5\%$; $b_c = 95\%$; $\eta_k = 0,85$; $\eta_c = 0,7$.

Из графиков видно, что с увеличением ω_k удельный расход тепла незначительно возрастает при концентрировании раствора и существенно снижается при получении сухого остатка.

При увеличении ω_k до 40—60 удельный расход тепла q существенно уменьшается; при дальнейшем повышении ω_k расход тепла

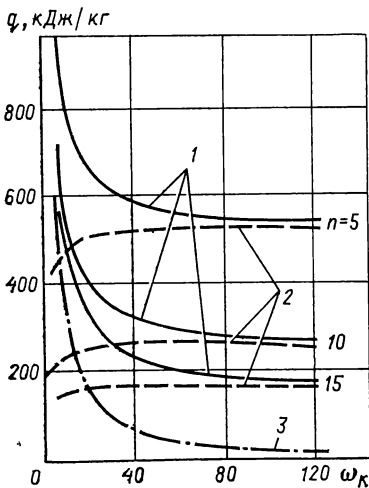


Рис. 2.6. Зависимость удельных расходов тепла q от степени концентрирования раствора ω_k и числа ступеней испарения n :

1 — на весь процесс обезсоливания; 2 — на стадии концентрирования; 3 — на стадии получения сухого остатка.

на выделение из раствора сухого остатка практически не снижается. Эти выводы справедливы и для других значений ω_c , η_k , η_c .

Повышение ω_k позволяет не только уменьшить величину q , но и снизить капиталовложения в установку для получения сухого остатка, а также увеличить количество пресной воды, по-

лучаемой на первой стадии концентрирования в выпарной установке. Необходимо, однако, отметить, что на величину ω_k влияют многие факторы: схема и аппаратура концентрирования раствора; начальное солесодержание сточных вод и их состав; схема и аппаратура блока выделения сухого продукта и др. Поэтому в каждом случае ω_k должна определяться в результате технико-экономической оптимизации системы выделения сухого остатка с учетом реальных ограничений.

Для снижения расхода тепла на концентрирование растворов и выделение растворенных веществ необходимо существенно повышать степень концентрирования жидкости перед стадией выделения сухого продукта.

Одноступенчатые выпарные аппараты (поверхностные, контактные, погружного горения) не могут обеспечить достаточно экономичного концентрирования растворов. Теоретический удельный расход тепла в этих аппаратах составляет более 2800 кДж/кг испаренной воды, а действительный расход значительно превышает теоретический. Поэтому для осуществления экономичного концентрирования растворов на первой стадии необходимо применять многоступенчатые испарительные установки либо термокомпрессорные установки с высокой степенью регенерации тепла.

Экономичность выпарных установок существенно повышается при комбинировании их с теплоэнергетическими агрегатами, вырабатывающими электроэнергию, при утилизации тепла вторичных энергоресурсов для целей выпаривания и комбинировании выпаривания с другими методами концентрирования растворов.

Глава 3

Перенос тепла и массы в процессах выпаривания

Приведенная ниже классификация процессов теплообмена в выпарных аппаратах свидетельствует о большом многообразии этих процессов.

По способу переноса тепла различают процессы переноса теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Перенос тепла может осуществляться от греющего теплоносителя к поверхности нагрева, а от нее — к выпариваемой жидкости (в выпарных аппаратах поверхностного типа) либо не-

посредственно от теплоносителя к раствору (в контактных аппаратах).

Процессы переноса тепла могут осуществляться без переноса массы, но зачастую сопровождаются процессами массообмена.

Процессы теплопереноса могут протекать с изменением агрегатного состояния теплоносителей (конденсация, испарение, кипение, кристаллизация) и без изменения его.

Методология расчетов процессов переноса тепла и массы при выпаривании основывается на общей теории тепло- и массообмена, изложенной в работах многих отечественных и зарубежных ученых, в частности в работах [38—40]. Теория и методология расчетов процессов конденсации описаны в работах [38, 41, 42], а процессов испарения и кипения — в трудах [38, 41, 43—45] и др. Основы теории и методы расчетов процессов тепло- и массообмена при контакте теплоносителей рассмотрены в работах [46—51] и др. Специальные вопросы тепло- и массообмена в выпарных аппаратах описаны в работах [6, 33, 52].

Многообразие процессов и условий тепло- и массопереноса в выпарных аппаратах, обширность соответствующей литературы не позволяют в рамках данной книги достаточно полно описать результаты экспериментальных исследований и имеющиеся математические модели и методы расчета этих процессов. Ниже кратко рассмотрены основные уравнения теплопередачи; перенос тепла теплопроводностью и конвекцией без изменения агрегатного состояния; конденсация; испарение и кипение в элементах выпарных аппаратов; перенос тепла в контактных аппаратах.

3.1. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕДАЧИ

Элементарное количество тепла, передаваемое от греющего теплоносителя нагреваемой среде в единицу времени через поверхность dF , определяется соотношением

$$dQ = K\Delta t dF = qdF \quad (3.1)$$

причем коэффициент теплопередачи K равен

$$K = 1/R = 1 / \sum_{i=1}^m R_i \quad (3.2)$$

где R — суммарное термическое сопротивление; R_i — термическое сопротивление i -го элемента; m — число элементов.

Аналогично определяется элементарное количество массы, передаваемое в единицу времени через поверхность dF :

$$dM = \beta \Delta \pi dF = q_m dF \quad (3.3)$$

где $\Delta \pi$ — разность потенциалов переноса массы. При взаимодействии парогазовой смеси и жидкости в качестве $\Delta \pi$ может использоваться разность парциальных давлений переносимого компонента в смеси и жидкости Δp или разность соответствующих концентраций Δx . При этом соответственно

$$dM = \beta_p \Delta p dF \quad (3.4)$$

$$dM = \beta_x \Delta x dF \quad (3.5)$$

При переносе тепла через загрязненную плоскую стенку коэффициент теплопередачи равен

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{\delta''_n}{\lambda''_n} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.6)$$

где δ'_n , δ''_n — толщина слоя отложений (накипи) со стороны соответственно греющего и нагреваемого теплоносителей; λ'_n , λ''_n — коэффициенты теплопроводности слоев отложений.

Для цилиндрической стенки коэффициент теплопередачи определяется соотношением

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_b}{d_n} + \frac{d_b}{2\lambda} \ln \frac{d_b}{d_n} + \frac{\delta'_n}{\lambda'_n} + \frac{\delta''_n}{\lambda''_n} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.7)$$

Количество тепла, передаваемое в контактных теплообменниках, определяется соотношением типа (3.1):

$$dQ = K_F \Delta t dF = q_F dF \quad (3.8a)$$

$$dQ = K_V \Delta t dV = q_V dV \quad (3.8б)$$

причем поверхностный и объемный коэффициенты теплопередачи K_F и K_V связаны соотношением

$$K_V/K_F = a^* \quad (3.9)$$

где $a^* = F/V$ — удельная поверхность контакта фаз при условии независимости K_F от F и K_V от V .

Количество тепла, передаваемое в контактном аппарате, можно выразить также следующим образом:

$$dQ = (\alpha \Delta t \pm \beta r \Delta \pi) dF \quad (3.10)$$

Рассматривая совместно уравнения (3.8a) и (3.10), получим

$$K_F = \alpha \pm \beta r (\Delta \pi / \Delta t) \quad (3.11)$$

Суммарное количество тепла и массы, переносимое через поверхность F , соответственно равно

$$Q = \int_0^F K \Delta t dF = K_{cp} \Delta t_{cp} F \quad (3.12)$$

$$M = \int_0^F \beta \Delta \pi dF = \beta_{cp} \Delta \pi_{cp} F \quad (3.13)$$

Средняя разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями (температурный напор) и средняя разность потенциалов переноса массы приближенно вычисляются по формулам:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,3 \lg (\Delta t_6 / \Delta t_m)} \quad (3.14)$$

и

$$\Delta \pi_{cp} = \frac{\Delta \pi_6 - \Delta \pi_m}{\int_{\pi_m}^{\pi_6} \frac{d\pi}{\pi}} \quad (3.15)$$

где Δt_6 , Δt_m — наибольшая и наименьшая разность температур между греющим и нагреваемым теплоносителями; $\Delta \pi_6$, $\Delta \pi_m$ — наибольшая и наименьшая разность потенциалов переноса массы между греющим и нагреваемым теплоносителями.

При $(\Delta t_6/\Delta t_m) < 2$ средняя разность температур с достаточной точностью определяется как среднеарифметическая: $\Delta t_{cp} = (\Delta t_6 + \Delta t_m)/2$. То же относится к средней разности потенциалов переноса массы.

Для теплообмена в выпарных аппаратах поверхностного типа разность температур между конденсирующимся паром и кипящей жидкостью равна

$$\Delta t_{cp} = t_{II} - \theta \quad (3.16)$$

При определении Δt в процессе конденсации перегретого пара температура пара принимается равной температуре насыщения при заданном давлении [41].

Адиутори [53] предложил заменить коэффициенты теплоотдачи α и коэффициенты теплопередачи K плотностями тепловых потоков q (q_r , q_v). При этом q определяется из соотношения

$$q = f_1(\text{ТДС}) \cdot f_2(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (3.17)$$

где ТДС — термодвижущая сила; x_1, x_2, \dots, x_n — параметры, определяющие процесс переноса, за исключением ТДС.

Если тепло переносится теплопроводностью, то ТДС равна градиенту температуры. Так, для одномерного процесса $\text{ТДС} = dt/dx$. При конвективном переносе тепла ТДС равна температурному напору в процессе теплообмена. Например, если тепло передается от поверхности потока жидкости, то $\text{ТДС} = t_c - \theta$ (где t_c , θ — температура соответственно поверхности и жидкости). В случае переноса тепла излучением $\text{ТДС} = T_1^4 - T_2^4$ (где T_1, T_2 — абсолютная температура тел, участвующих в процессе излучения).

Параметры x_1, x_2, \dots, x_n в соотношении (3.17) характеризуют свойства рабочих тел (вязкость, теплопроводность, поверхностное натяжение, теплоемкость и др.), геометрические характеристики, режимные факторы (скорость, температуру, давление и т. п.), состояние поверхности (шероховатость и т. п.).

Путь, предлагаемый Адиутори, не облегчает расчета процессов тепло- и массообмена, так как основные трудности связаны со сложностью изучения физических закономерностей процессов переноса в реальных системах и построения адекватных математических моделей процессов переноса.

Для определения коэффициентов теплопередачи в элементах выпарных аппаратов необходимо знать частные термические сопротивления $R_i = 1/\alpha_i$ при нагреве и охлаждении газов и жидкостей, конденсации паров, испарении и кипении растворов, а также термические сопротивления загрязнений (накипи и т. п.), образующихся на поверхностях теплообмена.

3.2. ПЕРЕНОС ТЕПЛА ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬЮ

В выпарных аппаратах перенос тепла теплопроводностью осуществляется через поверхности теплообмена, слои накипи и загрязнений, пленки жидкости, газа и др. Основы расчета переноса тепла теплопроводностью рассматривают авторы многих монографий и справочных пособий, в частности, [38—40].

Плотность теплового потока при переносе тепла теплопроводностью равна

$$q = -\lambda (dt/dx) \quad (3.18)$$

В случае постоянного коэффициента теплопроводности λ при переносе тепла через плоскую стенку термическое сопротивление равно

$$R = \delta/\lambda \quad (3.19)$$

В процессе эксплуатации выпарных установок на поверхности нагрева оседают различные отложения: накипь из солей, растворенных в воде; органические отложения; нагар органических веществ, образующийся при повышении температуры стенки сверх допустимой; загрязнения со стороны греющего теплоносителя (сажа и пыль продуктов сгорания; масляные отложения и др.).

По механическим свойствам отложения на поверхности нагрева могут быть легко- и трудноудаляемыми. Особенно сложно удалить накипи солей жидкости. Вследствие отложений снижаются коэффициенты теплопередачи в выпарных аппаратах, а также уменьшаются тепловые потоки, лимитируемые допустимой (по условиям образования отложений) температурой стенки. Для учета этих явлений необходимо знать зависимость

$$\delta_n = f(\tau) \quad (3.20)$$

При этом должно выполняться условие $\delta_n < \delta_n^*$ (где τ — продолжительность эксплуатации, δ_n^* — допустимая толщина слоя отложений). Указанная зависимость и информация о влиянии различных факторов на отложения при выпаривании растворов сахара содержатся в работе [54].

Термическое сопротивление загрязнений

$$R_3 = \delta_n / \lambda_n \quad (3.21)$$

Общее термическое сопротивление при передаче тепла в выпарном аппарате

$$R = 1/K = R_0 + R_3 = R_0 + R_n' + R_n'' \quad (3.22)$$

где R_0 , R_n' и R_n'' — термическое сопротивление соответственно чистой стенки и отложений со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей. Из соотношения (3.22) следует:

$$K = K_0 / (1 + K_0 R_3) \quad (3.23)$$

где K_0 — коэффициент теплопередачи в случае чистой стенки.

Часто загрязнение поверхности теплообмена учитывается введением так называемого коэффициента использования поверхности φ :

$$K = \varphi K_0 \quad (3.24)$$

Коэффициент φ определяется на основе данных эксплуатации выпарных аппаратов в разных отраслях промышленности. Значение его зависит от многих факторов, меняющихся при эксплуатации: свойств выпариваемого раствора, гидродинамического и температурного режима и др. Определение надежных стохастических зависимостей φ от этих факторов затруднено. К недостатку рассмотренной методики относится зависимость φ от времени.

Перенос тепла теплопроводностью в нестационарном режиме описывается при постоянстве коэффициента температуропро-

водности уравнением Фурье:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + \frac{q_V}{\rho c} \quad (3.25)$$

где $a = \lambda/\rho c$ — коэффициент температуропроводности; q_V — мощность внутреннего источника.

3.3. ПЕРЕНОС ТЕПЛА КОНВЕКЦИЕЙ БЕЗ ИЗМЕНЕНИЯ АГРЕГАТНОГО СОСТОЯНИЯ

Конвективный перенос тепла осуществляется в греющих камерах выпарных аппаратов при использовании в качестве греющего теплоносителя газа или жидкости; в головных подогревателях и конденсаторах УМИ при переносе тепла от поверхностей нагрева к жидкости; в головных подогревателях газа при переносе тепла от поверхности к газу, а также на экономайзерных участках выпарных аппаратов с вынесенной зоной испарения. Методы расчета такого переноса рассмотрены в работах [38—40]. Достаточно полная сводка расчетных соотношений и рекомендаций приведена в известном справочнике С. С. Кутателадзе и В. М. Боришанского [38]. Для определения коэффициента теплоотдачи от стенки трубы при турбулентном течении жидкости или газа может использоваться соотношение

$$\alpha_2 = 0,021 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} (\text{Pr}/\text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25} (H/d) \quad (3.26)$$

где $\text{Pr}_{\text{ст}}$ вычисляется в соответствии с температурой стенки.

3.4. ТЕПЛОБМЕН ПРИ КОНДЕНСАЦИИ

При наличии поверхности теплообмена осуществляется поверхностная конденсация, при отсутствии ее — контактная.

В выпарных установках конденсация на поверхности теплообмена осуществляется в греющих камерах выпарных аппаратов, парожидкостных теплообменников, головных подогревателей и в конденсаторах установок мгновенного испарения. Контактная конденсация осуществляется в каскадных конденсаторах смешения, в установках с контактными теплообменниками «пар — дистиллят» и «пар — раствор» [2, 3, 55], а также в опреснительных установках с гидрофобным теплоносителем, где происходит конденсация водяных паров на каплях, струях или при барботаже водяного пара через гидрофобную жидкость [56].

Ниже дана классификация выпарных аппаратов по условиям протекания в них процессов конденсации.

В зависимости от режима теплообмена, состояния поверхности нагрева и других факторов процесс конденсации может проходить с образованием на поверхности нагрева изолированных друг от друга капель конденсата (капельная конденсация) ли-

бо с образованием устойчивой пленки конденсата (пленочная конденсация). Возможны случаи, когда на одних участках поверхности нагрева выпарных аппаратов протекает капельная конденсация, а на других — пленочная. При пленочной конденсации термическое сопротивление значительно выше, чем при капельной. Однако на практике в основном встречается пленочная конденсация, а капельная происходит или на начальных и загрязненных участках поверхностей нагрева, или же для ее поддержания необходимы специальные мероприятия (см. далее).

Обычно температура кипения растворов в выпарных установках не превышает 200 °С, поэтому в качестве первичного теплоносителя применяют либо чистый водяной пар, либо парогазовую смесь. Поверхность теплообмена может быть движущейся или же неподвижной. В последнем случае движение создается путем вращения или вибрации. Поверхность теплообмена (поверхность конденсации) может быть плоской (прямой и криволинейной) и трубчатой (образованной прямыми и криволинейными трубами); гладкой, шероховатой и ребристой. Пучок труб может быть однорядным и многорядным. В зависимости от ориентации в пространстве поверхность может быть вертикальной, горизонтальной и наклонной. Пар и конденсат могут располагаться с наружной стороны поверхности теплообмена или с внутренней. Режим течения пара и пленки конденсата может быть ламинарным или турбулентным.

Интенсивность процесса конденсации характеризуется общим термическим сопротивлением, которое складывается из термических сопротивлений на границах раздела пар — жидкость, жидкость — стенка и сопротивления пленки жидкости. Сопротивления на границах раздела фаз для условий конденсации в выпарных аппаратах пренебрежимо малы по сравнению с сопротивлением пленки жидкости.

Ниже кратко рассмотрены методики расчета интенсивности теплообмена для различных условий конденсации пара в элементах выпарных установок.

Конденсация чистого пара на вертикальных неподвижных поверхностях. При ламинарном течении пленки конденсата ($Re < 100$) и медленно движущемуся паре ($g\rho''\omega^2 < 30$) для расчета коэффициента теплоотдачи α_1 используется формула Нуссельта, уточненная С. С. Кутателадзе:

$$\alpha_1 = A_1 (t_n - t_c)^{-0,25} \quad (3.27)$$

где

$$A_1 = 1,13 \left(\frac{r\rho^2\lambda^3g}{H\mu} \right)^{0,25}$$

При получении формулы (3.27) температура поверхности теплообмена принималась постоянной; не учитывались зависимости физических параметров r , λ , μ от температуры пленки конденсата и инерционные силы. Количественная оценка этих

допущений, выполненная авторами работ [58—61], показала их допустимость.

Ламинарный режим характеризуется условием

$$Re_{пл} = (qH/g\mu'r) < 100$$

На поверхностях ламинарно стекающих пленок могут образовываться волны. При этом увеличивается тепловая проводимость пленки и соответственно коэффициент теплоотдачи. Оценка коэффициента теплоотдачи при волновом течении пленки α'_1 выполнена П. Л. Капицей [57]: $\alpha'_1 = 1,21 \alpha_1$, где α_1 — коэффициент теплоотдачи, определяемый по формуле (3.27).

При турбулентном движении пленки конденсата ($Re_{пл} > 100$) расчет ведут по уравнению С. С. Кутателадзе [41]:

$$\alpha_1 = B \frac{0,16Pr_{пл}^{1/3}Re_{пл}}{Re_{пл} - 100 + 63Pr^{1/3}} \quad (3.28)$$

где $B = \lambda' (g/\nu^2)^{1/3}$; $Pr_{пл} = \nu/a$.

Кроме приведенных известны также уравнения Д. А. Лабунцова [62] для расчета коэффициентов теплоотдачи при конденсации на плоской вертикальной поверхности с ламинарным и турбулентным участками движения конденсата. При конденсации водяного пара в условиях работы выпарных установок уравнения Кутателадзе и Лабунцова дают практически совпадающие результаты.

При расчетах выпарных установок пользуются также уравнениями Г. Н. Костенко [6]:

для ламинарного режима течения пленки ($Re_{пл} < 180$)

$$Nu = 1,3Re_{пл}^{1/3}Ga^{1/3}Pr^{-1/2} \quad (3.29a)$$

для турбулентного режима ($Re_{пл} > 180$)

$$Nu = 0,23Ga^{1/2}Pr^{-1/4} \quad (3.29b)$$

где $Ga = \frac{gl^3}{(\nu')^2}$; $Pr = \frac{\nu'}{a}$; $Re = \frac{gl}{g\rho'\nu'r}$.

Параметр l — определяющий геометрический размер. Для вертикальной поверхности значение l равно ее высоте, т. е. $l = H$; для горизонтальной трубки l равно наружному периметру, т. е. $l = \pi d_n$, а для горизонтального пучка труб $l = z_0^n \pi d_n$ (z_0 — число труб в вертикальном ряду, $n = 0,5$ для коридорного пучка и $n = 0,3$ — для шахматного). При $Re_{пл} < 180$ на основе уравнения (3.29) получается формула

$$\alpha_1 = f(t_n, t_c) = A_1 (t_n - t_c)^{-0,25} \quad (3.29b)$$

Величина A_1 в интервале температур конденсата $t_k = 80—120^\circ\text{C}$ определяется соотношением

$$A_1 = \left[\frac{1000(141 + 1,85t_k - 0,0053t_k^2)}{H^{1/4}} \right]^{3/4}$$

Нуссельт получил соотношения для расчета α_1 при конденсации на горизонтальной, вертикальной и наклонной пластинах при прямоточном и противоточном движении пара и образующейся пленки конденсата. Коэффициент трения на границе раздела фаз принимался постоянным. В действительности же трение на границе раздела фаз определяется характером движения пара и пленки жидкости. Результаты решения такой сопряженной задачи рассмотрены В. П. Исаченко [42] на основе работ [63—65].

При конденсации пара в режиме $g\rho''\omega^2 > 30$ коэффициент теплоотдачи можно рассчитать по формуле

$$\alpha_1 = \varepsilon^* \alpha_0 \quad (3.30)$$

где α_0 — коэффициент теплоотдачи, определяемый для медленно движущегося пара; ε^* — поправочный коэффициент.

При ламинарном движении пленки конденсата на вертикальной поверхности ε^* берут из графика, приведенного в работе [38], а для турбулентного движения С. С. Кутателадзе рекомендует соотношение [41]:

$$\varepsilon^* = 1 + 0,13 \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right) \frac{\omega_{cp}''}{(g\nu)'^{1/3}} \quad (3.31)$$

где $\omega_{cp} = \sqrt{\frac{(\omega_1'')^2 + \omega_1''\omega_2'' + (\omega_2'')^2}{3}}$.

Здесь ω''_1, ω''_2 — скорости пара соответственно на входе и на выходе поверхности теплообмена.

Экспериментальная оценка влияния скорости потока пара на интенсивность конденсации на вертикальной поверхности при движении пара и пленки конденсата вниз выполнена в работе [42]. При этом определялась зависимость $\alpha_x/\alpha_{x_0} = f(\varphi)$, в которой α_x, α_{x_0} — локальные коэффициенты теплоотдачи при движущемся и неподвижном паре на расстоянии x от начала поверхности теплообмена, а φ определяется соотношением

$$\varphi = \frac{1}{3} \cdot \frac{\rho''}{\rho'} \cdot \frac{\omega_0^2}{g\delta_{x_0}}$$

где ω_0 — начальная скорость пара; δ_{x_0} — толщина пленки в сечении x при конденсации неподвижного пара. При $\varphi > 50$ увеличение скорости пара способствует повышению интенсивности теплообмена, при этом α_1 растет.

При конденсации пара коэффициенты теплоотдачи зависят от кривизны поверхности пленки. Значение α_1 больше при конденсации на наружной стороне пленки, так как поверхность ее, обращенная к пару, больше, чем поверхность соприкосновения со стенкой трубы. При конденсации пара внутри трубы коэффициент теплоотдачи уменьшается. Коэффициенты теплоотдачи на внутренней и наружной поверхности пленки определяются соотношениями

$$\alpha_{вн} = (1 - \delta_H/D) \alpha_1 \quad \alpha_{н} = (1 + \delta_H/D) \alpha_1 \quad (3.32)$$

где δ_n — толщина пленки конденсата в нижней точке трубы (т. е. при $x=N$).

Учет кривизны поверхности пленки по соотношениям (3.32) существенен при диаметрах труб, меньших 20 мм [41].

Конденсация чистого пара на горизонтальных неподвижных поверхностях. При ламинарном течении пленки и медленно движущемуся паре коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности горизонтальной трубы определяется соотношением [41]:

$$\alpha_1 = C \left(\frac{\lambda^3 \rho^2 g r}{\mu d} \right)^{0,25} (t_n - t_c)^{-0,25} \quad (3.33)$$

где $C=0,728$ при $t_c = \text{const}$; $C=0,69$ при $q = \text{const}$; d — диаметр трубы.

Для наклонной поверхности коэффициент теплоотдачи при конденсации равен

$$\alpha_\varphi = \alpha_1 \sqrt[4]{\sin \varphi}$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи на вертикальной поверхности; φ — угол наклона поверхности.

Рекомендации по расчету α_1 при конденсации пара на горизонтальных пучках труб даны в работе [38]. Однако практически единственным методом надежного определения коэффициента теплоотдачи в этом случае является эксперимент [65, 66].

Трубы теплообменных аппаратов могут вибрировать, что влияет на характер течения пленки конденсата и соответственно на α_1 . Путем обработки экспериментальных данных получено [67] уравнение для оценки влияния вибраций на интенсивность теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальной трубе:

$$Nu_b = Nu_n (\text{Pr}K)^m (1 + 4 \cdot 10^{-3} \text{Re}_b - 2 \cdot 10^{-7} \text{Re}_b^2) \quad (3.34)$$

где Nu_b , Nu_n — числа Нуссельта для вибрирующей и неподвижной труб соответственно; $\text{Re}_b = AfD/\nu$, (A , f — амплитуда и частота колебаний); $Nu_n = 0,725 (\text{Ga Pr}K)^{0,25}$; $\text{Ga} = gD^3/\nu^2$; $K = r/c'(t_n - t_c)$.

Расчеты показали, что в результате вибраций коэффициенты теплопередачи могут снизиться на 12%.

При конденсации на одиночной горизонтальной трубе пара, движущегося сверху вниз со значительной скоростью ($400 \leq \leq g\rho''\omega^2 \leq 6000$), рекомендуется [38] соотношение

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = 33,2 \left(\frac{\omega_0^2 \rho''}{\rho' D} \right)^{0,08} \left(\frac{3600 \rho' g r D^3}{\lambda' \mu' \Delta t} \right)^{-0,125} \quad (3.35)$$

где α_0 — определяется по формулам для медленно движущегося пара; ω_0 — скорость набегающего потока пара.

Расчетные формулы для α_1 на одиночных горизонтальных трубах и пучках предложены Л. Д. Берманом на основе большо-

го цикла экспериментальных и теоретических работ [68]. Можно пользоваться также соотношениями (3.29).

При расчете выпарной техники представляет интерес определение коэффициента теплоотдачи при конденсации пара на нижней поверхности горизонтальной плиты. В этом случае интенсивность теплообмена не зависит от геометрических размеров поверхности и определяется соотношением сил гравитации и поверхностного натяжения. Расчетное соотношение имеет вид [69]:

$$\alpha = 1,5 \left[\frac{0,36 (\lambda')^3 (\rho' - \rho'') g^{3/2} r (\rho')^{1/2} \sigma^{-1/2}}{\mu'} \right]^{0,25} \Delta t^{-0,25} \quad (3.36)$$

Конденсация чистого пара в вертикальных и горизонтальных трубах. В вертикальных выпарных аппаратах с наружным течением испаряющейся пленки раствора конденсирующийся пар движется внутри труб. Практический интерес представляет случай, когда пар подается сверху и движется вниз. При этом возможны следующие варианты:

- а) пар полностью конденсируется, его расход на выходе трубы $D' = 0$, концевое сечение трубы заполнено конденсатом, $l = 0$ (рис. 3.1, а);
- б) выходной участок целиком заполнен конденсатом, $D' = 0$, $l > 0$ (рис. 3.1, б);
- в) концевое сечение не заполнено конденсатом, расход пара (пролетного) на выходе трубы $D' > 0$, $l = 0$ (рис. 3.1, в).

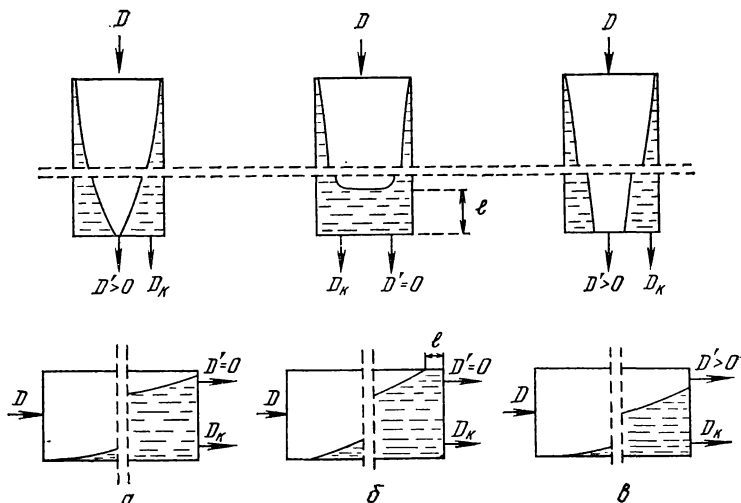


Рис. 3.1. Схема конденсации в вертикальных и горизонтальных трубах.

Скорость пара в трубе по мере его конденсации уменьшается, и турбулентное течение пара может перейти в ламинарное или смешанное. При этом соответственно увеличивается ско-

рость дистиллята, и течение его из ламинарного может перейти в турбулентное.

Для режима, соответствующего рис. 3.1, а, при турбулентном течении пара и ламинарном течении пленки Х. Хартман [70] получил на основе теоретической модели аппроксимирующее уравнение

$$Nu = 0,28 Re_n^{0,8} \left[K Pr' \frac{D}{l} \cdot \frac{\rho''}{\rho'} \left(\frac{v''}{v'} \right)^2 \right]^{1/3} \quad (3.37)$$

где $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda'}$; $Re_n = \frac{w_n D}{v''}$; $Pr' = \frac{v'}{a'}$; $K = \frac{r}{c'(t_n - t_c)}$.

Экспериментальная проверка уравнения (3.37) в интервале величин

$$Re_n = 10^4 - 5 \cdot 10^4; \quad Re_{ж} = 107 - 540; \quad Ga = (1,2 - 1,4) 10^4;$$

$$Pr_{ж} = 1,65 - 1,80; \quad \frac{v''}{v'} = 53,1 - 70,4; \quad \frac{\rho''}{\rho'} = 1100 - 1750$$

показала его удовлетворительную точность. Для учета переменных физических параметров конденсата в уравнение введен поправочный множитель

$$\varepsilon_t = (Pr_n / Pr_c)^{0,25} \quad (3.37a)$$

где числа Прандтля конденсата определяются соответственно по температурам насыщения и стенки.

Если на движение пленки силы трения оказывают большее влияние, чем силы тяжести, то ориентировка трубы в пространстве может не иметь существенного значения. Для этих условий получено [71, 72] уравнение, которое можно использовать и для расчета горизонтальных труб. Разработаны также соответствующие рекомендации по оценочным расчетам теплообмена при конденсации внутри горизонтальных труб [73, 74]. В последнее время повысился интерес к изучению этого варианта конденсации, что обусловлено разработкой пленочных опреснительных установок с аппаратами, в которых пар конденсируется внутри горизонтальных труб [56, 75]. При этом очень важно изучение влияния угла наклона трубы, скорости пара на входе в трубы и выходе из них и других факторов с целью оптимизации конструктивных и режимных параметров испарителей.

Режимы течения пленки и соответственно интенсивность теплоотдачи при конденсации пара в трубах зависят от плотности теплового потока или температурного напора, начальной скорости пара, геометрических размеров трубы. Режимы переноса на различных участках трубы могут быть качественно различны и потому должны описываться различными уравнениями. Возможен срыв капель жидкости на начальных участках и осаждение на последующих. По этим причинам создание надежных математических моделей процессов конденсации внутри труб затруднено и остается актуальной задачей.

Конденсация чистого пара на оребренных поверхностях.

При оребрении поверхности теплообмена тепловой поток увеличивается вследствие роста поверхности конденсации. При малой высоте ребра (порядка 1 мм) значение α_1 увеличивается из-за уменьшения средней толщины пленки вследствие действия сил поверхностного натяжения.

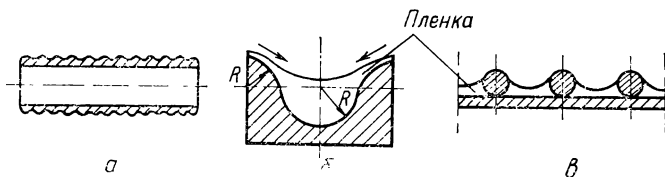


Рис. 3.2. Ребристые поверхности конденсации:

а — оребренная труба; б — профиль, полученный путем прокатки; в — профиль, полученный привариванием проволоки.

Создаваемые разными способами ребристые поверхности конденсации представлены на рис. 3.2. Согласно уравнению (2.23), при уменьшении радиуса кривизны поверхности давление в жидкости существенно возрастает. Вследствие этого возникает градиент давлений в пленке, под действием которого конденсат, образующийся на выступе, стекает во впадину. При этом усредненное по поверхности термическое сопротивление пленки уменьшается в соответствии с уменьшением ее средней толщины. Не исключено, что при определенных условиях возникающие градиенты давления вызывают перетекание пленки с выпуклостей во впадины со значительными скоростями, при которых режим течения становится турбулентным. Теория этого метода для случая конденсации на горизонтальных трубах с поперечными ребрами изложена в работе [76]. В монографии [42] приведен краткий обзор исследований в этом направлении.

В работах В. Г. Риферта и Г. Г. Леонтьева [77, 78], оценена интенсивность теплообмена при конденсации пара на наружной поверхности вертикальных труб с приваренными продольно-проволочными ребрами (рис. 3.2, в). Установлено, что при этом интенсивность теплообмена выше, чем для прокатанных профилированных труб.

Для оценки размеров ребер, обеспечивающих снижение термического сопротивления при конденсации применительно к выпарным аппаратам и парожидкостным теплообменникам, можно воспользоваться данными, приведенными В. П. Исаченко [42]. При коэффициенте теплоотдачи α_1 порядка 10^4 Вт/(м²·К) эффективная толщина ребер δ_r из меди [$\lambda \approx 380$ Вт/(м·К)] составит менее 13 мм, из латуни [$\lambda \approx 85$ Вт/(м·К)] менее 3 мм, а из титана [$\lambda \approx 15$ Вт/(м·К)] — менее 0,5 мм. Для нержавеющей сталей $\delta_r < 0,4$ мм. С повышением термических сопротивлений на стороне кипящей или нагреваемой жидкости эффективность оребрения существенно снижается. По этой причине

при выпаривании многих жидкостей использование оребрения неэффективно.

Оребрение поверхностей конденсации дает большой эффект при использовании сил поверхностного натяжения (малые ребра) в том случае, когда термическое сопротивление на стороне выпариваемого раствора невелико. Например, применение мелковолнистых труб в опреснительных установках обеспечивает повышение интенсивности теплоотдачи до 60—65% [79].

Необходимо отметить, что методы расчета интенсивности конденсации на оребренных и мелковолнистых горизонтальных, вертикальных и наклонных трубах с учетом скорости движения пара не разработаны в достаточной мере. Отсутствуют надежные данные для расчета конденсации на наружной поверхности горизонтальных пучков труб, а также внутри вертикальных и горизонтальных мелковолнистых труб. Не разработана методика оптимизации геометрических параметров оребрения с учетом различных определяющих факторов (плотности теплового потока, угла наклона поверхности в интервале 0—90°, скорости движения пара и др.). Представляет интерес решение этой задачи с учетом теплообмена на стороне нагреваемой жидкости.

Конденсация чистого перегретого пара. С. С. Кутателадзе [41] рекомендует подставлять в соответствующие формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи насыщенного пара вместо r величину

$$r' = \frac{r + c''(t_n - t)}{(1 - \beta)}$$

Здесь c'' — теплоемкость перегретого пара; t_n , t — температуры перегретого пара и насыщения; $\beta = q''/[q'' + c''(t_n - t)]$, где q'' — теплота, отданная несконденсированным паром. При $q'' = 0$ получим $\beta = 0$, тогда

$$r' = r + c''(t_n - t) \quad (3.38)$$

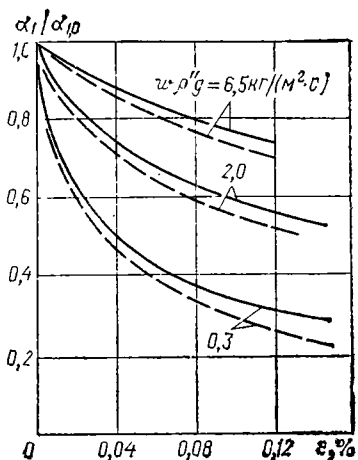
Влияние состояния поверхности конденсации на интенсивность теплообмена. Это влияние учитывается поправочным коэффициентом ψ к значению α_1 , определенному по соотношениям для чистой и гладкой поверхности:

$$\alpha_{13} = \psi \alpha_1 \quad (3.39)$$

По данным [41], коэффициент ψ может быть оценен следующим образом: для нормальных чистых металлических труб — 1; для шероховатых металлических труб — 0,75—0,85; для шлифованной металлической поверхности — 1,3.

Конденсация парогазовой смеси. В элементах выпарных установок конденсация пара осуществляется всегда в присутствии неконденсирующихся газов (N_2 , O_2 и др.). Концентрация их зависит от герметичности оборудования, работающего под вакуумом, и режима продувки (оттяжки) греющих камер. В выпарных аппаратах поверхностного типа, парожидкостных теп-

рис. 3.3. Зависимость интенсивности теплоотдачи $\alpha_1/\alpha_{1,0}$ от концентрации ε воздуха в водяном паре при различных массовых скоростях смеси $w\rho''g$ и температурных напорах $\Delta t = t_n - t_c$ для случая поперечного обтекания горизонтальной трубы:
 $\rho = 0,81 \cdot 10^6$ Па; сплошные линии — $\Delta t = 10$ град;
 пунктирные линии — $\Delta t = 5$ град.



лообменниках конденсаторов УМИ она составляет 0,001—0,1 (и более) кг на 1 кг пара, в конденсаторах смешения 0,05—0,3 кг/кг и более, а в контактных газожидкостных аппаратах установок предельного концентрирования может достигать 1 кг/кг.

Известно, что содержание в паре относительно небольших количеств неконденсирующихся газов (больше 0,001 кг/кг) существенно снижает интенсивность теплообмена при конденсации. На рис. 3.3 представлен график [41], иллюстрирующий снижение интенсивности теплоотдачи $\alpha_1/\alpha_{1,0}$ при конденсации на горизонтальной трубе с увеличением концентрации неконденсирующихся газов ε (здесь $\alpha_{1,0}$, α_1 — коэффициенты теплоотдачи соответственно чистого пара и пара, содержащего неконденсирующиеся газы). Из графика видно, что даже при относительно небольшом увеличении ε значение α_1 существенно снижается. Об этом же свидетельствуют результаты расчета конденсации парогазовой смеси на вертикальной стенке при движении пара и пленки вниз [80]. На рис. 3.4 представлены графики зависимости плотности теплового потока $q_1/q_{1,0}$ от длины трубы при различных начальных концентрациях газов в паре ε .

Существенное снижение α_1 с увеличением концентрации неконденсирующихся газов объясняется дополнительным сопротивлением переносу молекул пара к поверхности конденсации, обусловленным наличием пограничного слоя, содержащего молекулы неконденсирующегося компонента. Термическое сопротивление при конденсации сухого насыщенного пара из парогазовой смеси равно

$$R_1 = \frac{t_n - t_{пл}}{\beta(p_n - p_{пл})r} + \frac{1}{\alpha_{1,0}} \quad (3.40)$$

где p_n , $p_{пл}$ — парциальные давления пара соответственно в парогазовой смеси и на границе раздела пар—жидкость; $\alpha_{1,0}$ — коэффициент теплоотдачи при переносе тепла через пленку конденсата.

Давления p_n и $p_{пл}$ определяются температурами соответственно t_n и $t_{пл}$ на пограничной кривой. Растворимостью неконденсирующихся газов в пленке пренебрегают.

В монографии [42] дан краткий обзор работ по получению критериальных соотношений для коэффициентов β . Результаты этих работ можно использовать для ориентировочных оценок коэффициентов α_1 в выпарных аппаратах. Однако надежная методика расчета интенсивности теплообмена при конденсации в присутствии неконденсирующихся газов в про-

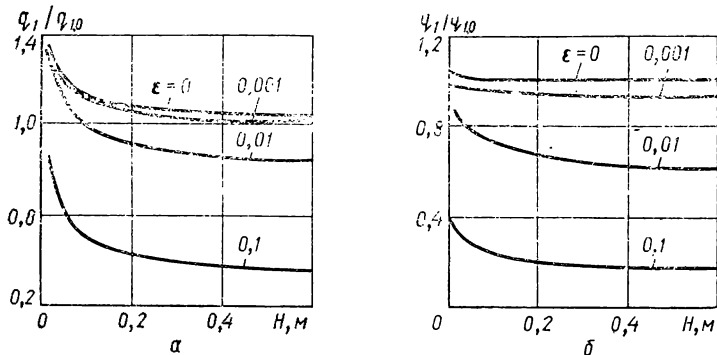


Рис. 3.4. Зависимость относительной плотности теплового потока $q_1/q_{1,0}$ от длины трубы H при конденсации парогазовой смеси:

а — $w_0 = 3$ м/с, $t_{\text{п}} = 100^\circ\text{C}$, $\Delta t = 22,2^\circ\text{C}$; б — $w_0 = 0,3$ м/с, $t_{\text{п}} = 100^\circ\text{C}$, $\Delta t = 2,8^\circ\text{C}$.

мышленных аппаратах отсутствует. Несмотря на ряд попыток теоретического решения сопряженных задач переноса тепла с учетом процесса диффузии методика инженерного расчета зависимостей α_1 от концентрации неконденсирующихся газов, скорости парогазовой смеси, плотности теплового потока или температурного напора не разработана даже для одиночных горизонтальных и вертикальных труб. Задачи расчета конденсации на пучках труб в этих условиях практически не решались. Экспериментальные данные, полученные для конкретных частных случаев, трудно распространить на другие области и режимы, хотя они и представлены, как правило, в виде критериальных уравнений.

В промышленных выпарных аппаратах учет влияния неконденсирующихся газов осложнен, так как практически трудно определить действительные концентрации неконденсирующихся газов и их распределения вдоль поверхности теплообмена. Эти распределения зависят от многих факторов: режимных и конструктивных параметров аппаратов, неплотностей оборудования, начальной концентрации газов в поступающем паре, режима работы оттяжек и их размещения. Теоретический учет всех этих факторов на данном этапе невозможен.

Конденсация на подвижных поверхностях. При выпаривании вязких и термочувствительных растворов, а также при необходимости использования малогабаритных испарителей перспективны аппараты с вращающимися поверхностями теплообмена.

В связи с этим наибольший практический интерес представляют следующие случаи конденсации: снаружи и внутри труб, оси которых параллельны или перпендикулярны оси вращения; на верхних и нижних поверхностях горизонтальных и вертикальных дисков, а также цилиндров и конусов, вращающихся вокруг собственной оси.

Для случаев конденсации неподвижного пара на трубах, оси которых параллельны радиусу вращения или перпендикулярны ему, И. И. Чернобыльским и Г. М. Шеголевым [55] получены расчетные формулы при условии, что ускорение свободного падения существенно меньше центробежного.

При конденсации сухого насыщенного пара на поверхности вращающегося диска можно использовать формулу Сперроу [81]:

$$\alpha_1 = 0,904 \frac{\lambda_1}{\nu'} \left(\frac{Pr'r}{c'} \right)^{0,25} \omega^{-0,5} (t_{\Pi} - t_c)^{-0,25} \quad (3.41)$$

где ω — угловая скорость.

В опытах по конденсации на вращающихся трубах и дисках величина α_1 достигала 110 000 кВт/(м²·К), что в 5—10 раз превышает коэффициент теплоотдачи при конденсации на неподвижных поверхностях.

Капельная конденсация. Капельная конденсация осуществляется, когда силы адгезии жидкости на поверхности теплообмена меньше силы когезии. Интенсивность теплообмена при капельной конденсации может быть существенно более высокой, чем при пленочной.

Для обеспечения капельной конденсации необходимо сделать поверхность теплообмена несмачиваемой. Для этого на нее наносят поверхностно-активные вещества — так называемые лиофобизаторы (в качестве которых используют различные органические соединения — минеральные масла, высокомолекулярные спирты, олеиновую кислоту, керосин и др.), а также покрывают тонкими фторопластовыми пленками. Лиофобизаторы наносят на поверхность теплообмена или дозируют в пар. Краткий обзор методов лиофобизации, элементы теории переноса тепла при капельной конденсации и методики оценки коэффициентов теплоотдачи неподвижного и движущегося чистого пара и парогазовой смеси рассмотрены в книге В. П. Исаченко [42]. Несмотря на имеющиеся положительные результаты, теория капельной конденсации и методология надежных инженерных расчетов этих процессов не созданы.

Можно было бы получить аналитические соотношения для коэффициента теплоотдачи, если бы удалось найти функцию распределения капель по размерам и зависимость скорости роста капель от определяющих факторов. Функцию распределения капель по размерам теоретически рассчитать не удастся, а экспериментальные определения на лабораторных установках носят единственный частный характер и учитывают только достаточно крупные капли ($R \geq 3$ мкм). Оценки этих функций в промышленных условиях неизвестны. Зависимости скорости роста капель удается получить без учета их роста, обусловленного слиянием с другими каплями, и без учета взаимодействия их с соприкасающейся пленкой. Кроме того, считается заданным и постоянным коэффициент теплоотдачи пара к поверхности капель. Для построения надежной методики расчета α_1 при капельной конденсации необходимо учесть: а) перенос тепла через пленку и сухую поверхность, расположенные между каплями; б) предельные размеры капель, после достижения которых они покидают поверхность; в) режимы удаления капель с поверхности, включая скорости движения капель; г) дополнительное термическое сопротивление лиофобной пленки.

Капельная конденсация не нашла пока промышленного применения в выпарной технике. Она наблюдается при пусковых режимах. Имеются попытки использования этого процесса в

дистиляционных опреснительных установках [79]. Основным препятствием для промышленного использования капельной конденсации является отсутствие некорродирующих поверхностей теплообмена и дешевых нетоксичных гидрофобизаторов, эффективность которых сохраняется достаточно длительное время.

Конденсация пара при контакте с жидкостью. В этом случае возможно струйное, капельное, пленочное и смешанное струйно-капельное состояние жидкости (когда часть пространства конденсатора занята струями, которые в процессе движения распадаются на капли). Струи могут быть плоские, цилиндрические, полые, веерные и др. При распаде струй на капли весьма трудно определить границу зоны распада.

Режимы течения жидкости могут быть ламинарными или турбулентными. В каплях и струях могут образовываться конвективные течения. Движение жидкости и пара может быть прямоточным, противоточным, а также поперечным. Термическое сопротивление в случае конденсации пара на поверхности жидкостей складывается из двух: межфазного (на границе раздела фаз) и сопротивления жидкости.

Конденсация пара осуществляется в присутствии неконденсирующихся газов. Парогазовая смесь движется со значительной скоростью. В процессе движения смеси по мере конденсации пара концентрация неконденсирующихся газов повышается. На последних ступенях конденсации газ практически близок по составу воздуху. В этих условиях получение теоретическими и экспериментальными методами данных об интенсивности переноса и других необходимых параметрах в конденсаторах смешения чрезвычайно затруднено.

С. С. Кутателадзе [41] и другие авторы [42] получили уравнение для расчета температур и средней интенсивности переноса тепла в ламинарно движущейся цилиндрической струе жидкости, пренебрегая термическим сопротивлением на границе раздела фаз и межфазным взаимодействием. Эксперименты не показали достаточной точности расчета по этим уравнениям даже для чистого пара [42]. Полученные опытные данные достаточно хорошо аппроксимируются уравнением

$$St = a(l/d)^{-0,88} Re^{-0,8} \quad (3.42)$$

где $St = \frac{\bar{\alpha}}{\rho'c'w_0}$; $Re = \frac{w_0 d}{\nu}$. Здесь l, d — длина и диаметр струи; $\bar{\alpha}$ — средний ко-

эффициент теплоотдачи при конденсации пара на поверхности струи; w_0 — скорость струи на выходе из сопла; a — поправочный коэффициент; $a=0,24$ для круглого сопла со сглаженной входной кромкой; $a=0,185$ для цилиндрического сопла. В опытах $l/d=4,5-12$; $Pr'=5,5-7$; $K=r'/c'(t_n-t_c)=5,5-6,1$.

Уточненное решение задачи о теплообмене при конденсации пара на ламинарной струе получил А. П. Солодов [82] путем учета трения на границе между фазами. При этом интенсивность теплообмена незначительно снизилась из-за притока массы конденсата и некоторого торможения жидкости при трении ее о пар.

Краткий обзор методик и результатов расчета интенсивности теплообмена при конденсации пара на турбулентных струях выполнен в монографии В. П. Исаченко [42]. Отсутствуют надежные инженерные методики расчета нагрева турбулентных струй при конденсации на них пара. Это связано не только с трудностью определения параметров границы перехода ламинарного режима в турбулентный, но главным образом с трудностью определения связи турбулентного переноса в струе с возмущениями на границе раздела фаз. Поэтому для расчета α_1 приходится использовать эксперименталь-

ные данные, в частности уравнение, описывающее результаты эксперимента со среднеквадратичной погрешностью 14% [42]:

$$\overline{St} = 0,0335 (l/d)^{-0,42} Re_0^{-0,17} Pr^{-0,09} K^{0,13} We^{0,35} \quad (3.43)$$

где $We = \rho'' \omega_0^2 d_c / \sigma$.

Опыты проводились в интервале параметров: $l/d = 4-180$; $Re_0 = (1,5-10) 10^4$; $Pr = 1,8-6,4$; $K = r/[c'(t_n - t_0)] = 6-50$; $We = 0,4-5,5$ при истечении струи вниз и подаче пара снизу. В работе [83] получена эмпирическая формула для турбулентной струи, движущейся вместе с паром вниз:

$$\overline{St} = 0,083 (l/d)^{-0,59} Re_0^{-0,17} Pr^{-0,08} K^{0,13} We^{0,35} \quad (3.44)$$

при $l/d_c = 4,5-120$; $Re_0 > 10^4$.

Теплообмен при конденсации пара на каплях рассмотрен В. П. Исаченко [42]. Предложена формула для расчета потока тепла на участке диспергированной струи от $x = x_0$ до x :

$$Q_V = 1,75 Gr Re_*^{-1/3} x^{-0,27} K^{-1} [1 - \exp(-\pi^2 Pe_*^{-1} x)] \quad (3.45)$$

где G — массовый расход жидкой фазы; $Re_* = \omega_0 \bar{R}_0 / \nu''$; $x = x/\bar{R}_0$; $K = r/c'v_0$; $Pe_* = \omega_0 \bar{R}_0 / a'$; \bar{R}_0 — средний объемный радиус капли в начальном сечении.

На интенсивность теплообмена при конденсации на струях и каплях существенно влияет наличие неконденсирующихся газов. Небольшие концентрации этих газов в паре значительно снижают интенсивность теплообмена. Данные об этих зависимостях, позволяющие надежно рассчитывать α_1 в промышленных конденсаторах, отсутствуют.

Как отмечено выше, при расчете конденсаторов смешения затруднена оценка коэффициентов теплообмена с учетом наличия неконденсирующихся газов. Затруднена также оценка границы начала распада струй на капли. Кроме того, практически не удается определить поверхность контакта пара и жидкости при различных способах формирования струй и капель. Поэтому при расчете конденсаторов смешения приходится пользоваться результатами промышленных испытаний, на основе которых определяются объемные коэффициенты теплопередачи [84, 85]. При наличии данных по α_V можно воспользоваться уравнением (3.8) для определения размеров конденсатора.

Необходимо отметить, что результаты теоретических и экспериментальных исследований процессов конденсации служат для ориентировочных оценок α_1 в реальных условиях работы выпарной техники (наличие неконденсирующихся газов, значительная скорость движения пара, пучки труб). Более достоверные данные можно получить в результате специальных промышленных испытаний. При проектировании новых аппаратов рассмотренные выше расчетные соотношения используются для ориентировочных оценок коэффициентов теплоотдачи.

3.5. ТЕПЛООБМЕН В ПРОЦЕССАХ ПАРООБРАЗОВАНИЯ

Парообразование в элементах выпарных установок происходит при кипении или при испарении жидкости. Кипение — процесс образования пара на поверхности теплообмена, испарение — образование пара в объеме или на поверхности перегретой жидкости. Такое подразделение условно, так как кипение

сопровождается испарением перегретой жидкости в пузыри пара, образованные на поверхности нагрева при их генерации, росте и движении. При испарении раствора с помощью гидрофобного теплоносителя роль поверхности нагрева выполняет поверхность капель (струй) теплоносителя.

Для осуществления процессов парообразования необходимы центры зародышеобразования: пузырьки растворимых в жидкости газов, твердые примеси, шероховатости поверхности. Когда эти центры в жидкости отсутствуют или их недостаточно, парообразование затруднено.

Изучению процессов парообразования в испарителях и выпарных аппаратах посвящена обширная литература. Ниже кратко рассматриваются эти процессы и методики расчета интенсивности теплообмена применительно к задачам техники выпаривания.

Условия протекания процессов парообразования в выпарных аппаратах разнообразны. Можно предложить следующую классификацию этих процессов.

По режиму кипения (парообразования) их можно разделить на пузырьковый и пленочный. Пузырьковое кипение подразделяется на неразвитое (не захватывающее весь объем) и развитое. Переход от пузырькового режима к пленочному достигается при некоторых критических значениях теплового потока или температурного напора между поверхностью нагрева и кипящей жидкостью.

По объему зоны парообразования процессы кипения делятся на кипение в большом объеме и в ограниченном объеме (в трубах).

Кипение в большом объеме реализуется на поверхностях, погруженных в жидкость при ее естественной конвекции. Считается, что в этом случае размеры поверхности не влияют существенно на интенсивность теплообмена.

По способу организации движения раствора процессы парообразования делятся на процессы с естественным и вынужденным режимом движения.

По подвижности поверхности теплообмена — на процессы, протекающие на неподвижной и подвижной поверхности, причем движение может создаваться путем вращения либо вибрации.

По типу поверхности теплообмена — на процессы, протекающие на плоской, криволинейной поверхности или в трубах, причем последние могут быть прямыми либо криволинейными.

По совмещению стадий нагрева и парообразования — на процессы, протекающие в одной зоне или в разных зонах.

В зависимости от степени заполнения сечения труб жидкостью возможны три варианта конструкции: 1) сечение трубы заполнено; 2) трубы со вставками; 3) пленочные аппараты.

В зависимости от ориентации поверхность нагрева может быть вертикальной, горизонтальной и наклонной, в зависимо-

сти от характера обработки — гладкой, шероховатой, ребристой, а в зависимости от наличия отложений на ней — чистой и с отложениями. Раствор может находиться внутри поверхности нагрева и снаружи от нее.

Теплообмен при кипении в большом объеме. Основными факторами, определяющими коэффициент теплоотдачи при ки-

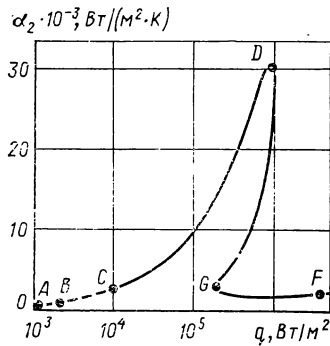
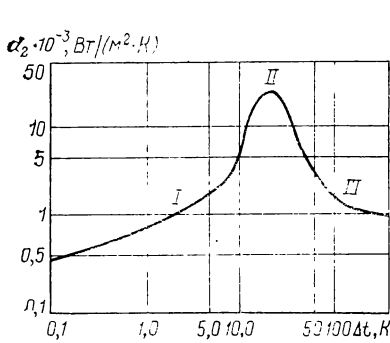


Рис. 3.5. Зависимость α_2 от температурного напора Δt для разных режимов кипения воды под атмосферным давлением:

I — неразвитый режим; II — развитый; III — пленочный.

Рис. 3.6. Зависимость α_2 от q при кипении воды на погруженной поверхности под атмосферным давлением.

пени, являются плотность теплового потока или температурный напор; физические свойства жидкости; давление; материал; состояние и ориентация теплопередающей поверхности.

На рис. 3.5 представлены графики зависимости коэффициента теплоотдачи при кипении в большом объеме от температурного напора. Область I соответствует неразвитому пузырьковому режиму кипения. Здесь температурные напоры и число действующих центров парообразования малы, и интенсивность теплоотдачи к жидкости определяется в основном условиями свободной конвекции. Область II характеризует развитое пузырьковое кипение с возросшим числом действующих центров парообразования и интенсивным перемешиванием жидкости. Здесь коэффициент теплоотдачи растет, достигая максимального критического значения. Область III соответствует пленочному режиму кипения, при котором паровые пузыри, образующиеся на поверхности нагрева, сливаются в паровую пленку, препятствующую теплообмену между поверхностью нагрева и жидкостью. При этом с увеличением Δt толщина паровой пленки возрастает, и тепловой поток уменьшается. Обратный переход от пленочного режима к пузырьковому совершается при более низких значениях q .

На рис. 3.6 приведена зависимость коэффициента теплоотдачи от q при кипении воды под атмосферным давлением [43]. Участок АВ соответствует конвективному теплообмену в одно-

фазной среде, участок ВС — режиму неразвитого кипения с относительно малым числом центров парообразования. Участок CD характеризует развитое пузырьковое кипение с большим числом действующих центров парообразования. В этой области величина α_2 связана с плотностью теплового потока соотношением $\alpha = aq^n$ (обычно $n=0,7$). Участок DG соответствует переходному режиму от пузырькового кипения к пленочному, а участок GF характеризует пленочное кипение. Пузырьковый режим может осуществляться в пристенном слое, когда основное ядро потока недогрето до температуры испарения.

Свойства выпариваемой жидкости существенно влияют на интенсивность теплообмена, которая снижается с повышением вязкости жидкости. Для заданного раствора α_2 понижается с повышением концентрации.

С ростом давления коэффициент теплоотдачи при кипении возрастает. Обычно это объясняется [43] тем, что облегчается зарождение пузырей на поверхности (уменьшается радиус элемента, который при прочих равных условиях может явиться зародышеобразователем). Давление несущественно влияет на число центров парообразования, поэтому рост α_2 с повышением p , по-видимому, происходит из-за повышения плотности пара. Аналогичная ситуация имеет место при переносе тепла в газовом потоке.

При пониженных давлениях в случае кипения на полированных поверхностях существенно повышаются отрывные диаметры пузырей. При этом интенсивность теплообмена связана с плотностью теплового потока соотношением $\alpha = cq^{0,95}$ [86, 87].

Интенсивность теплообмена повышается с увеличением шероховатости поверхности, которая характеризуется числом впадин (вершин) и их геометрическими размерами. Важное значение имеет распределение впадин и вершин по размерам, а также их форма, зависящая от материала поверхности и способа ее обработки. При пузырьковом кипении изменение шероховатости поверхности может приводить к повышению интенсивности теплообмена почти в 10 раз. В монографии [45] приведен краткий анализ расчетных соотношений для оценки α_2 и q при кипении, учитывающих шероховатость. Получение таких соотношений для расчета α_2 в выпарных аппаратах требует дорогостоящих экспериментов, при которых варьировались бы шероховатость поверхности, концентрация раствора, температурные режимы, конструктивные факторы и др.

Известно, что интенсивность теплообмена при кипении зависит от материала поверхности (при пузырьковом кипении α_2 зависит от комплекса $(\lambda cr)^{1/2}$ для материала поверхности теплообмена). В. А. Григорьев и др. [45] считают, что при нестационарном процессе образования и роста паровых пузырей на поверхности теплообмена тепловые потоки к единичным пузырям определяются коэффициентом температуропроводности материала $a = \lambda cr$. Величина a , как и сила адгезии материала по-

верхности, характеризует граничные условия процесса кипения. Однако основной механизм этого процесса определяется внутренними характеристиками системы жидкость — пар.

В промышленных условиях α_2 практически одинаков для поверхностей из нержавеющей сталей, латуни, хромированной меди. На поверхностях теплообмена при взаимодействии с растворами возникают оксидные пленки, что способствует увеличению центров парообразования и соответственно повышению интенсивности теплообмена. Однако при этом возникает дополнительное термическое сопротивление пленки, которое зачастую сводит на нет положительный эффект от возникновения пленки.

Показано [41], что в случае кипения на поверхности горизонтальной плиты влияние уровня жидкости при $h > 15$ мм на интенсивность теплообмена не существенно, если гидростатическое давление значительно меньше давления, при котором находится жидкость.

Расчетные соотношения для определения коэффициентов теплоотдачи при кипении и критических плотностей тепловых потоков получены [45] на основе: 1) теории физического подобия, или размерностей; 2) теории термодинамического подобия; 3) теоретических и полуэмпирических методов.

К первой группе относятся формулы Г. Н. Кружилина [88], С. С. Кутателадзе [38], В. И. Толубинского [89], М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобилевича [6] и других авторов, ко второй — соотношения В. М. Боришанского, И. И. Новикова, к третьей — формулы Росенау, Д. А. Лабунцова и др. Для расчета теплообмена при кипении растворов в выпарных аппаратах широко применяются обобщенные соотношения, полученные на основе обработки экспериментальных данных методами теории подобия. Соотношения, основанные на теории термодинамического подобия, не получили распространения в практике расчетов процессов выпаривания. Обширная сводка формул для определения α_2 при кипении различных жидкостей на поверхности, погруженной в большой объем, приведена в известном справочнике С. С. Кутателадзе и В. М. Боришанского [38]. Широкое распространение получило обобщенное эмпирическое уравнение С. С. Кутателадзе:

$$Nu = 7,0 \cdot 10^{-4} [Re_n K_p]^{0,7} Pr^{0,3} \quad (3.46)$$

$$\text{где } Nu = \frac{\alpha_2 l_*}{\lambda}; \quad l_* = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}; \quad Re_n = \frac{q l_*}{r \rho'' v''}; \quad K_p = \frac{\rho l_*}{\sigma};$$

$$Pr = \frac{v'}{a'}.$$

Н. Г. Стюшин предложил [43] уравнение, обобщающее более обширную группу экспериментов:

$$Nu = AN^n \quad (3.46a)$$

$$\text{где } N = Re_n K_t^{0,63} K_\sigma^{0,5}; \quad Re_n = \frac{q l_*}{r \rho'' a'}; \quad K_\sigma = \frac{r}{g l_*}; \quad K_t = \frac{(r \rho'')^2 l_*}{c' \rho' \sigma (t + 273)}.$$

При $N \geq 10^7$ значение $A = 3,2 \cdot 10^{-5}$, $n = 0,75$; при $5 \cdot 10^5 < N < 10^7$ значение $A = 2,65 \cdot 10^{-2}$, $n = 1/3$.

При расчетах выпарных аппаратов широкое распространение получили уравнение М. А. Кичигина и Н. Ю. Тобиловича [6]:

$$Nu = 3,25 \cdot 10^{-4} Pe_n^{0,6} Ga^{0,125} K_p^{0,7} \quad (3.466)$$

(где $Ga = gl^3 \rho_* / \nu^2$) и уравнение В. И. Толубинского [89]:

$$Nu = 75K^{0,7} Pr^{-0,2} \quad (3.46в)$$

где $K = q / (rp''\omega'')$; ω'' — средняя скорость роста паровых пузырей.

В ряде работ сопоставлены различные критериальные соотношения, полученные на основе обобщения опытных данных. Однако в настоящее время не представляется возможным рекомендовать какое-либо одно из них как наилучшее.

В критериальных зависимостях невозможно учесть всего многообразия условий теплообмена при кипении. Поэтому наиболее надежными являются опытные данные, полученные в условиях, близких к промышленным (род выпариваемой жидкости, тепловые режимы, конструктивные характеристики аппаратов). Отсутствуют надежные соотношения для расчета α_2 при кипении в большом объеме на горизонтальных и вертикальных пучках труб. Здесь α_2 зависит от числа труб в пучке и их расположения. Некоторые рекомендации по оценке α_2 для этих случаев приведены в литературе [43].

При кипении в большом объеме выпарные аппараты обычно работают в докритических режимах. Некоторые вопросы оценки факторов, влияющих на возникновение пленочного режима при кипении в большом объеме, рассмотрены в книге [43].

Важное значение имеет тот факт, что в отсутствие отложений на поверхности нагрева теплообмен при кипении растворов характеризуется теми же закономерностями, что и при кипении чистых жидкостей [89]. Анализируя процессы кипения при наличии отложений, необходимо учитывать особенности переноса тепла от поверхности отложений к жидкости, а также условия зарождения и роста паровых пузырей на этой поверхности. Эта задача остается нерешенной.

На основе приведенных соотношений можно получить формулы для расчета интенсивности теплообмена при пузырьковом кипении на погруженной поверхности в виде

$$\alpha_2 = A_2 q^n = A_2' \Delta t'^{m_1} \quad (3.46г)$$

Теплообмен при кипении в трубах. При кипении жидкости в трубах выпарных аппаратов различают четыре основные зоны: подогрева (экономайзерная), поверхностного кипения, развитого пузырькового кипения и пленочного кипения.

В первой зоне жидкость подогревается от начальной температуры θ_0 до температуры, при которой начинается ее кипение у поверхности.

Во второй зоне происходит пузырьковое кипение в пристенном слое с частичной конденсацией пара при соприкосновении с более холодной жидкостью. При этом температура основной массы жидкости ниже температуры насыщения. Скорость конденсации тем больше, чем больше недогрев жидкости до температуры насыщения. По мере движения жидкости и соответствующего повышения температуры ядра потока скорость конденсации уменьшается. При этом растет толщина пристенного слоя и увеличивается паросодержание потока.

Длины первой и второй зон можно оценить на основе уравнений, приведенных в работе [38].

В третьей зоне возможны различные гидродинамические режимы, однако выделяют четыре основные формы потока: пузырьковую, снарядную, дисперсно-кольцевую, эмульсионную. Границы между областями существования различных форм течения газожидкостных смесей зависят от объемного паросодержания β и критерия Fg для смеси. Известны расчетные рекомендации по определению границ между различными формами двухфазного течения [52], однако возможность их применения для случая развитого пузырькового кипения растворов не обоснована.

В кольцевых каналах выделяют следующие основные формы движения двухфазных потоков [52]: пузырьковую, пробковую, стержневую, пленочно-капельную. Кроме этих четко выраженных форм замечена незначительная (по диапазону расходных параметров) переходная область между пробковой и стержневой формами движения. Надежные расчетные методы определения границ между указанными формами движения не разработаны.

В четвертой зоне на поверхности теплообмена образуется паровая пленка, наступает кризис кипения. Этот режим не является характерным для выпарных аппаратов, хотя в отдельных случаях он может иметь место.

Для анализа процессов кипения растворов важное значение имеет информация о скольжении фаз, которая включает относительную и истинную скорость пара и другие параметры. Данные о зависимости параметров, характеризующих скольжение фаз в двухфазных потоках для различных случаев, приведены в ряде работ, например в работе [52]. Однако эти данные ограничены интервалами изменения режимных параметров, геометрическими характеристиками, свойствами растворов. Нет ясности в оценках влияния входных условий и параметров участка стабилизации на формирование и движение потока жидкости в выпарных аппаратах. Отсутствует методика надежного определения длины участков стабилизации. Зачастую считают, что в вертикальной трубе длина рабочего участка не оказывает существенного влияния на истинные характеристики потока. Однако это допущение весьма условно. Так, при снарядной форме потока в коротких трубах возможны резкие колебания усредненных по длине трубы значений истинных паросодержаний [60].

Выпарные аппараты характеризуются большим разнообразием гидродинамических потоков: однофазные потоки жидкости или пара (на экономайзерном участке испарительных труб и в циркуляционных трубах); двухфазные потоки (раствор с кристаллами); трехфазные потоки (парожидкостная смесь с кристаллами); потоки с подводом тепла (в испарительных трубах, в трубе в аппаратах с вынесенной зоной испарения); потоки без подвода тепла (в циркуляционных трубах, трубах вскипания — в аппаратах с вынесенной зоной испарения и др.). Паросодержание зависит от плотности теплового потока в испарителе, которая в свою очередь зависит от скоростей потоков, свойств жидкости и паросодержаний. Таким образом, задача расчета гидродинамических режимов выпаривания в тру-

бах должна решаться совместно с задачей расчета процессов тепло- и массопереноса. Эта сопряженная задача еще не решена, и вряд ли можно ожидать ее решения в ближайшее время.

Интенсивность теплообмена при кипении в трубах определяют следующие основные факторы: физические свойства жидкости; конструктивные характеристики труб (материал, диаметр, длина и др.); плотность теплового потока или температурный напор; скорость потока жидкости на входе в трубы. Количественный характер влияния первых трех факторов аналогичен влиянию их на α_2 при кипении в большом объеме.

Интенсивность теплообмена в первой зоне определяется из соотношений для конвективного теплообмена, например из уравнения (3.26). Соображения по оценке интенсивности теплообмена во второй зоне рассмотрены в монографии [43], но объем экспериментальных исследований недостаточен для создания надежной методики расчета теплообмена в этой зоне.

На интенсивность теплообмена при кипении существенно влияет скорость потока жидкости w на входе в трубу. При небольшом паросодержании Л. С. Стерман рекомендует формулу

$$\frac{Nu}{Nu_{б,к}} = 6150 \left[\frac{q}{r\rho''w} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{1,45} \left(\frac{r}{c'(t+273)} \right)^{0,233} \right]^{0,2} = 6150 B^{0,2} \quad (3,46д)$$

где Nu , $Nu_{б,к}$ — числа Нуссельта при кипении и в отсутствие кипения; $Nu_{б,к} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,37}$.

При $B \leq 0,4 \cdot 10^{-5}$ механизм переноса, обусловленный процессом парообразования, не влияет на интенсивность теплообмена при кипении, а при $B > 0,4 \cdot 10^{-5}$ интенсивность теплообмена определяется процессом парообразования.

С. С. Кутателадзе предложил простую формулу для расчета коэффициента теплоотдачи при условии вынужденного движения:

$$\alpha/\alpha_0 = \sqrt{1 + (\alpha^*/\alpha_0)^2}$$

где α , α_0 , α^* — коэффициенты теплоотдачи соответственно к вынужденному потоку кипящей жидкости, при вынужденном движении однофазного потока и при развитом кипении, когда влияние скорости жидкости не существенно.

В области развитого кипения, когда скорость потока не влияет на теплопередачу, расчет можно производить на основе информации о коэффициентах теплоотдачи α_2^* при кипении в большом объеме [52]:

$$\alpha_2 = (0,7 - 0,8) \alpha_2^*$$

Более подробно анализ процессов кипения в условиях вынужденного движения жидкости и соответствующие расчетные рекомендации приведены в литературе [43]. На практике точное определение коэффициентов теплоотдачи затруднено. Статистические отклонения α_2 от среднего при кипении на металлических поверхностях нагрева в случае одинаковых тепловых нагрузок и давлений составляет до $\pm 35\%$ [90].

В настоящее время не разработана достаточно надежная теория кипения. Отсутствуют и эффективные методы инженерных расчетов процессов кипения, однако выполнено множество интересных и полезных работ в этом направлении. Так, известно, что при зарождении парового пузыря и его росте на поверхности теплообмена образуется интенсивно испаряющийся микрослой. Некоторые авторы [45] полагают, что значительная часть тепла, расходуемого на испарение жидкости, подводится через микрослой. Исходя из этого выводятся расчетные соотношения для оценки интенсивности теплообмена при кипении. Такой механизм играет существенную роль в процессах парообразования при определенных условиях (например, при кипении криогенных жидкостей). Однако при построении теории развитого кипения в трубах и в объеме применительно к выпариванию он не может быть взят за основу по следующим причинам.

1. При развитом кипении количество тепла Q'' , передаваемое в пузырь после его отрыва, в несколько десятков раз больше количества тепла Q' , расходуемого на испарение микрослоя. Это вытекает из очевидного соотношения

$$Q''/Q' \approx (D''/D_0)^3$$

где D'' — диаметр пузыря вблизи зеркала испарения; D_0 — отрывной диаметр пузыря.

На основе данных работы [44] величина D''/D_0 составляет $\sim 3,5$, соответственно $Q''/Q' > 30$. Кроме того, доля тепла, передаваемого пузырю при его росте на поверхности за счет испарения перегретой жидкости, охватывающей пузырь, может быть существенной по сравнению с долей тепла, передаваемой при испарении микрослоя.

2. Удельная поверхность микрослоев

$$f/F < (\pi D_0^2/4) n_{ц}$$

где f — суммарная поверхность микрослоев; F — поверхность теплообмена; $n_{ц}$ — число центров парообразования на единицу поверхности теплообмена.

При $n_{ц} = 2,5 \cdot 10^4$ центров на 1 м^2 и $D_0 = 1 \text{ мм}$ величина f/F составляет менее 2,5%.

Следовательно, при развитом кипении жидкостей тепло, передаваемое через микрослой, невелико по сравнению с теплом, переносимым к жидкости вне сфер пузырей, растущих на поверхности, и механизм микрослоевого кипения не может быть положен в основу теории развитого кипения. Однако изучение этого механизма и его учет полезны, так как он имеет важное значение при анализе фаз зарождения и роста пузырей на поверхности.

Изучение процессов кипения показывает, что они включают несколько взаимосвязанных стадий: 1) зарождение пузырей; 2) их рост до отрыва с поверхности; 3) рост пузырей за счет

испарения перегретой жидкости при их движении после отрыва. На первой и второй стадиях определенную роль, по-видимому, играет механизм микрослоевого испарения. Важное значение на всех трех стадиях имеет испарение перегретой жидкости в пузырь. Как было указано ранее, основная доля пара, получаемого при развитом кипении, производится за счет самонапарения перегретой жидкости в движущийся пузырь (на третьей стадии). Соответственно основная часть тепла передается от поверхности к жидкости вне сферы действия пузырей. Важнейшая роль первых двух стадий процесса кипения состоит в образовании развитой поверхности раздела фаз, через которую происходит испарение перегретой жидкости.

Известные уравнения Г. Н. Кружилина и С. С. Кутателадзе основаны на том, что при кипении теплота, переносимая от поверхности нагрева, воспринимается в основном жидкой фазой. Передачей тепла от поверхности нагрева непосредственно в паровой пузырь пренебрегают.

Подход к изучению процессов развитого кипения и построению расчетных соотношений на основе гипотезы о том, что основное количество тепла переносится от поверхности нагрева к однофазной жидкости, и превалирующее значение при генерации пара имеет испарение перегретой жидкости в пузырь, является весьма плодотворным. Существенную роль играет интенсивное перемешивание жидкости движущимися пузырьками. В связи с этим очень важно изучение процессов перемешивания и испарения перегретой жидкости в пузыри, образующиеся на поверхности или движущиеся в жидкости.

При создании теории кипения необходимо учитывать нестационарность процессов образования, роста и движения пузырей. Установлена, в частности, значительная нестационарность изменения температуры стенки в районе действующих центров парообразования [45]. Общеизвестен также нестационарный характер движения жидкости и пара при кипении и соответственно переноса тепла в этих процессах. Недостатком соотношений (3.46) является то, что они получены без учета нестационарности процессов кипения*.

И. Н. Ильиным установлено [91], что на интенсивность процесса кипения наряду с другими известными факторами влияют свойства поверхности нагрева, в частности ее структуры, которая меняется при изменении теплового режима. Продолжительность перестройки структуры поверхности вследствие диффузионных и термомеханических процессов в поверхностных слоях твердых тел на порядок больше продолжительности стабилизации теплового режима (1—1,5 ч). Этим, в частности, объясняется плохая воспроизводимость результатов экспериментов по кипению и наличие так называемых гистерезисных

* Нестационарность процесса кипения частично учитывается в уравнении В. И. Толубинского (3.46в).

явлений. Отсюда очевидна необходимость совершенствования методик определения коэффициента теплоотдачи при кипении и, в частности, существенного увеличения (на порядок) времени стабилизации экспериментальной установки после установления необходимого теплового режима.

Необходимо отметить, что надежная инженерная методология расчета интенсивности переноса тепла при парообразовании в промышленных выпарных аппаратах не разработана. По существу не решена задача сопряженного расчета гидродинамики и теплообмена в аппаратах с естественной циркуляцией с учетом изменения режимов течения и переноса по длине труб. Известные расчетные соотношения, приведенные выше, используются лишь для ориентировочных оценок, и при разработке новых аппаратов зачастую не обеспечивают необходимую достоверность расчетов. Поэтому на практике широко применяют опытные данные, полученные в условиях, близких к условиям эксплуатации выпарных аппаратов.

3.6. ТЕПЛОБМЕН ПРИ ИСПАРЕНИИ ПЛЕНОК ЖИДКОСТИ

В выпарных аппаратах и испарителях используются различные варианты организации процессов испарения при пленочном движении жидкостей. Анализ процессов испарения пленок жидкости и обзор метода расчета этих процессов выполнен в монографии [92].

Большой практический интерес представляет изучение процессов испарения в ниспадающих пленках жидкости. Анализ работ, посвященных исследованию коэффициента теплоотдачи α_2 в ниспадающих пленках жидкости [56, 92—108], обнаруживает противоречивость данных, полученных различными исследователями. Так, по данным одних авторов, α_2 увеличивается с ростом температурного напора, по данным других — либо совсем не изменяется, либо уменьшается.

Большинство исследователей приводят экспериментальные результаты, полученные на коротких трубах ($H=0,7—2,0$ м). Поскольку нет достаточного количества данных, характеризующих изменение α_2 по высоте трубы, нельзя судить о возможности использования результатов, полученных на коротких трубах, для расчета длиннотрубных промышленных аппаратов и определять оптимальную высоту испарителя. Имеющиеся экспериментальные данные о значениях α_2 при испарении ниспадающих пленок жидкости недостаточны для получения расчетных соотношений, необходимых при проектировании и эксплуатации испарителей, применяемых в химической, пищевой и других отраслях промышленности.

Три возможных механизма теплоотдачи к ниспадающим пленкам жидкости рассмотрены в работе [99]. По первому механизму проводится аналогия между пленочной конденсацией и испарением жидкости в тонкой пленке; этот механизм исполь-

зуется также в работах [99, 101, 103]. По второму механизму, рассматриваемому в работе [99], предполагается пузырьковое кипение в пленке, а по третьему — наличие паровой пленки на границе раздела стенка — жидкость. Однако ни один из указанных механизмов не позволяет получить математическую модель, удовлетворительно описывающую процесс. В связи с этим продолжает оставаться актуальным дальнейшее изучение теплоотдачи при испарении ниспадающей пленки и накопление опытных данных по зависимости α_2 от различных факторов.

На основе визуального изучения процесса испарения стекающей пленки и анализа имеющейся информации можно предположить, что при испарении пленки на вертикальной поверхности существуют четыре зоны с различными, но взаимосвязанными процессами переноса.

1. Зона, в которой происходит нагрев и испарение пленки. Здесь тепло через пленку переносится теплопроводностью [99, 105, 106]. Теплоотдача определяется в основном режимом течения и теплофизическими свойствами жидкости.

2. Зона, где происходит зарождение и отрыв паровых пузырей, влияние которых на перенос тепла невелико. Визуальные наблюдения показывают, что образующиеся пузыри движутся вместе с пленкой, не достигая ее поверхности. Этот механизм [105] считается наиболее вероятным при испарении пленки в длиннотрубных аппаратах.

3. Зона, в которой существенное влияние на теплоотдачу оказывают пузырьки пара, образующиеся на поверхности нагрева. Движение пузырьков наблюдалось в виде отдельных струек. Опубликованные в настоящее время работы [109, 110] не дают каких-либо количественных оценок этого процесса. Визуально определены диаметры пузырей, скорость их роста и частота отрыва. Получено несколько эмпирических зависимостей для расчета коэффициента теплоотдачи в этой зоне.

4. Зона возможного возникновения паровых пятен или паровой пленки на границе между поверхностью нагрева и жидкостью. Существование этого механизма подвергается сомнению в работе [105]. Однако возможность образования паровой пленки не исключена; оценка ее устойчивости и влияния на теплоотдачу имеет значение для построения физической модели процесса.

В зависимости от режима некоторые зоны могут либо вообще отсутствовать, либо совмещаться. Во всех зонах существенное влияние на теплообмен при испарении в стекающей пленке оказывает взаимодействие образующегося пара с движущейся пленкой.

Ниже анализ теплообмена при испарении стекающей пленки производится без учета влияния пузырьков пара, т. е. принимают, что испарение происходит только с поверхности пленки и, следовательно, тепло переносится теплопроводностью через слой жидкости. Такой процесс имеет место, в частности, в пле-

ночных аппаратах многоступенчатых выпарных (опреснительных) установок. Эти аппараты работают при больших плотностях орошения, небольших тепловых потоках и разностях температур.

Даже при умеренных значениях тепловых потоков ($q \leq \leq 40$ кВт/м²) скорость образующегося пара в трубе длиной 6—8 м составляет 20—40 м/с. Трение пара о жидкую пленку создает градиент давления. Вследствие этого возникает температурная депрессия $\Delta_{тр}$, характеризующая повышение температуры пленки $\theta_{пл}$ по отношению к температуре пара на выходе из трубы t :

$$\Delta_{тр} = \theta_{пл} - t \quad (3.47)$$

Для оценки интенсивности процесса теплоотдачи непосредственно при испарении пленки используют коэффициент

$$\alpha_2 = q/(t_c - \theta) \quad (3.48)$$

где θ — температура жидкости на выходе из трубы.

Величина q равна

$$q = \alpha_2^* (t_c - \theta_{пл}) \quad (3.49)$$

где α_2^* — коэффициент теплоотдачи при нагреве пленки, определяемый на основе известных работ, обзор которых приведен в литературе [106].

Подставляя уравнение (3.49) в (3.48), получим (совместно с Ю. И. Калишевичем):

$$\alpha_2 = \alpha_2^* \frac{t_c - \theta_{пл}}{t_c - \theta} \quad (3.50)$$

С учетом соотношения (3.47) уравнение (3.50) примет вид

$$\alpha_2 = \alpha_2^* \left(1 - \frac{\Delta_{тр}}{t_c - \theta} \right) \quad (3.51)$$

Расчет коэффициента теплоотдачи по уравнению (3.51) дает зависимость $\alpha_2 \sim \Delta t^{-m}$. Величина $\Delta_{тр}$, входящая в уравнение (3.51), рассчитывается следующим образом. Если падение давления в трубе на участке $0-x$ обозначим через Δp_x , а давление пара в сечении x — через p_x , то

$$p_x = p + \Delta p_x \quad (3.52)$$

При условии, что температура пленки на границе раздела фаз равна температуре образующегося пара, величину $\theta_{пл}$ можно определить по уравнению, связывающему ее с давлением на кривой насыщения:

$$\theta_{пл} = f(p_x) = f(p + \Delta p_x) \quad (3.53)$$

Потери давления при трении пара о поверхность пленки определяются по соотношению

$$\Delta p = \int_x^H \xi'' \frac{\rho'' (w_x'')^2}{2d} dx$$

где ξ'' — коэффициент трения пара о пленку; w''_x — относительная скорость пара.

Скорость пара в трубе на расстоянии x от входа равна

$$w_x'' = 4qx/r\rho''d \quad (3.54)$$

При течении пара внутри пленки жидкости величину ξ'' можно определить так же, как при течении пара внутри трубы,

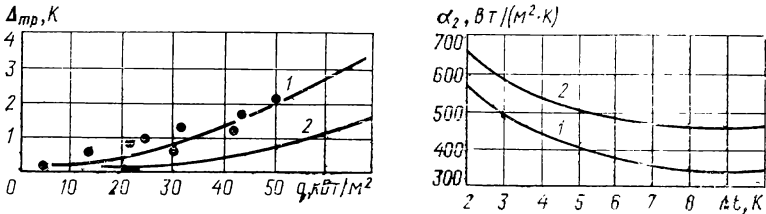


Рис. 3.7. Зависимость $\Delta_{тр}$ от плотности теплового потока q :

1 — результаты эксперимента; 2 — расчетные данные.

Рис. 3.8. Зависимость α_2 от температурного напора Δt при различных плотностях орошения:

1 — 0,8 кг/(м·с); 2 — 2,8 кг/(м·с) [95].

т. е. по соотношению, справедливому для гладких и волнистых труб [124]:

$$\xi'' = A/Re^n \quad (3.55)$$

где A и n зависят от режима течения пара и пленки.

Рассматривая совместно уравнения (3.47) и (3.52) — (3.55), получим уравнение для расчета $\Delta_{тр}$ при турбулентном течении пара ($n=0,25$):

$$\Delta_{тр} = \varphi \left\{ \left[f(t) + A \frac{x^{2,75} q^{1,75}}{d^3} \right] - t \right\} \quad (3.56)$$

Анализ уравнения (3.56) показывает, что величина $\Delta_{тр}$ достигает значений 1—2 градуса и может быть соизмерима с температурным напором на границе стенка — пленка. На рис. 3.7 сопоставлены расчетные и экспериментальные значения $\Delta_{тр}$, полученные при испарении стекающей водяной пленки в трубе диаметром 33 мм при температуре насыщения 363 К [95]. Результаты сопоставления показывают возможность использования уравнения (3.56) для ориентировочных расчетов.

Подставляя полученное выражение для $\Delta_{тр}$ в уравнение (3.51) и учитывая входящее в него значение плотности теплового потока, получим:

$$\alpha_2 = \alpha_2^* \left\{ 1 - \frac{\varphi \left[f(t) + Ax^{2,75} (\alpha_2 \Delta t)^{1,75} d^{-3} \right] - \theta}{t_c - \theta} \right\} \quad (3.57)$$

Уравнение (3.57) не имеет аналитического решения относительно α_2 . Графоаналитическое решение позволяет определить зависимость α_2 непосредственно от ряда режимных и конструк-

тивных параметров аппарата и, в частности, от температурного напора. Анализ уравнения (3.57) показал, что с увеличением плотности теплового потока и соответственно скорости пара в аппарате повышается температура пленки и, следовательно, температурная депрессия $\Delta t_{\text{тр}}$. Это приводит к снижению полезного температурного напора Δt .

Результаты расчета α_2 по уравнению (3.57) представлены на рис. 3.8. Видно, что ниспадающая зависимость α_2 от Δt наблюдается до значения $\Delta t = 7-10$ К, определяемого плотностью орошения. При дальнейшем увеличении Δt коэффициент теплоотдачи практически не зависит от него и определяется только плотностью орошения. Входящее в уравнение (3.57) значение α_2^* рассчитывается для испарения однофазной пленки без учета взаимодействия ее с образующимся паровым потоком. Для этих условий используется соотношение [108]:

$$\alpha_2^* = C Re^n Pr^m \quad (3.57a)$$

в котором величины C , n и m зависят от режима течения пленки. Например, В. Вилке рекомендует значения $C = 1,45 \cdot 10^{-4}$, $n = 1,18$, $m = 0,4$; по рекомендациям Е. Г. Воронцова, $C = 1,8 \cdot 10^{-3}$, $n = 0,93$, $m = 0,344$.

Для оценки достоверности полученных расчетных соотношений и дальнейшего накопления опытных данных проведено экспериментальное исследование теплоотдачи при испарении стекающей пленки. Визуальное изучение процесса проводилось при атмосферном давлении на плоской поверхности из нержавеющей стали 1X18H9T шириной 165 мм, высотой 1000 мм. Зависимость α_2 от различных факторов определялась на опытной установке [95], рабочий участок которой — стальная труба внутренним диаметром 34 мм, толщиной 3 мм, длиной 6 м. Опыты проводились на дистилляте, водопроводной и морской воде в следующих интервалах изменения режимных параметров: давление вторичного пара 0,06—0,1 МПа; $g = 0,3-3,0$ кг/(м·с); $q = 10-80$ кВт/м²; $\Delta t = 2-12$ К.

Визуальные наблюдения процесса испарения стекающей пленки позволили установить, что в исследуемом интервале тепловых потоков и плотностей орошения в большинстве режимов происходит интенсивное испарение с поверхности пленки. С ростом плотности теплового потока до 80 кВт/м² увеличивается число центров парообразования и поверхность пленки покрывается слоем паровых пузырьков, размер которых превышает толщину пленки. Наблюдаются отдельные цепочки пузырьков, движущихся вместе с пленкой жидкости. При $g \leq \leq 0,3$ кг/(м·с) и $q \geq 50$ кВт/м² пленка неустойчива, что наблюдалось также и в опытах других исследователей [92, 96]. При $\Delta t > 8$ К появлялись участки, не смоченные жидкостью.

Установлено, что при тепловых нагрузках, равных 40—60 кВт/м², и плотностях орошения 1,5—3,0 кг/(м·с), отвечающих условиям работы промышленных пленочных выпарных ап-

паратов, количество образующихся пузырьков пара (наблюдаемых визуально) незначительно, они не оказывают существенно влияния на поток пленки и не нарушают ее структуру. Аналогичные результаты представлены в работах [99, 105].

На коэффициент теплоотдачи α_2 существенно влияют плотность орошения, температурный напор, длина поверхности нагрева. С увеличением плотности орошения увеличивается турбулизация потока и, соответственно интенсивность теплоотдачи. При турбулентном режиме течения пленки α_2 возрастает пропорционально $g^{0,2-0,22}$. Характер изменения α_2 в зависимости от высоты поверхности нагрева является следствием многих факторов: Δt , g и других. Опыты на трубе длиной 6 м показали, что при $\Delta t \leq 4$ К уменьшение α_2 наблюдается на длине до 3—4 м, а к концу трубы, т. е. на нижних ее участках, α_2 возрастает, что объясняется, по-видимому, влиянием скорости потока пара. На нижних участках скорость пара достигает 40—50 м/с, при этом в результате динамического воздействия потока пара на пленку толщина ее уменьшается и соответственно увеличивается α_2 .

При малых температурных напорах (и небольших значениях q) толщина пленки практически не уменьшается за счет испарения, в этом случае уменьшение α_2 связано с повышением температуры поверхности пленки вследствие трения пара о ее поверхность. С ростом q (и соответственно ω'') толщина пленки начинает уменьшаться заметнее, что приводит к увеличению α_2 , но при этом возрастает и $\Delta t_{\text{тр}}$. Влияние этих двух эффектов на коэффициент теплоотдачи становится соизмеримым, и при температурном напоре $\Delta t \geq 8-10$ К не зависит от него.

Сопоставление экспериментальных значений коэффициентов теплоотдачи α_2 [56, 95, 104] со значениями, рассчитанными по уравнению (3.57), показало их удовлетворительное качественное совпадение. Возможными причинами некоторого расхождения являются приближенный характер аналитических зависимостей для α_2^* и неточности принятой модели взаимодействия пара и пленки. Сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными ряда авторов, получивших аналогичную ниспадающую зависимость α_2 от Δt , также показывает удовлетворительное качественное согласование и позволяет сделать вывод о возможности использования уравнения (3.57) для оценок коэффициентов теплоотдачи в пленочных испарителях.

Рассмотренный выше подход к получению соотношений для расчета $\Delta t_{\text{тр}}$ и α_2 , учитывающий взаимодействие образующегося пара и пленки, может быть использован также при расчете испарения пленки на наружной поверхности горизонтальных многорядных пучков промышленных испарителей.

3.7. ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОС В КОНТАКТНЫХ АППАРАТАХ

В выпарной технике используются контактные аппараты «газ — жидкость» барботажного, пленочного, тарельчатого и других типов; аппараты «жидкость — жидкость» и др. (см.

гл. 8). К контактными аппаратами относятся также конденсаторы смешения.

В контактных аппаратах может осуществляться проток, противоток, поперечный и смешанный ток фаз. Возможны ламинарные, турбулентные и смешанные режимы течения. Процессы теплообмена сопровождаются, как правило, существенным массопереносом (диффузионным и конвективным), причем на одних участках процессы нагрева (охлаждения) протекают без массообмена, на других происходит испарение или конденсация.

Информация о процессах контактного тепло- и массопереноса и методах их расчета приводится в монографиях [2, 46—51] и многих других работах. Ограниченный объем данной книги не позволяет изложить методы расчета тепло- и массопереноса в контактных аппаратах для ряда важных случаев, представляющих практический интерес в выпарной технике. К тому же эти методы зачастую не удовлетворяют требованиям инженерных расчетов.

Расчет процессов переноса в контактных теплообменниках является сопряженной задачей совместного расчета процессов во взаимодействующих фазах. Основные трудности возникают из-за того, что некоторые геометрические характеристики процессов (размеры и форма пузырей, капель, струй и т. п.) и их гидродинамические характеристики (скорости и др.) меняются стохастически. Кроме того, затруднена идентификация гидродинамических режимов в контактных аппаратах: процессы в них осложнены взаимообменом различных фаз в результате срыва капель жидкости газом или осаждений этих капель на поверхности жидкости, вследствие проникновения газовых пузырей в жидкую фазу и т. п. Существенные трудности возникают в связи с необходимостью определения размеров межфазной поверхности, размеров пузырей, капель и т. п. По-видимому, существенно проявляется нестационарность процессов. Поэтому необходимо дальнейшее накопление опытных данных в этой области, особенно данных по выпариванию концентрированных растворов. Актуальной остается задача разработки методик расчета контактных аппаратов с учетом переноса тепла и массы на границе раздела фаз и пространственной распределенности параметров.

Ниже описаны результаты экспериментальных оценок коэффициентов тепло- и массопереноса в контактных аппаратах для системы газ — раствор на установке, описанной в гл. 8 [2].

Определялись (совместно с В. А. Горневым)

$$\alpha_V = \frac{Q\alpha}{V\Delta t_{\text{ср}}} \quad \beta_V = \frac{\Delta M}{V\Delta x_{\text{ср}}} \quad (3.58)$$

$$K_V = \frac{Q}{V\Delta t_{\text{ср}}} = \alpha_V + \beta_V \frac{\Delta x_{\text{ср}}}{\Delta t_{\text{ср}}}$$

где ΔM — поток массы; $\Delta t_{\text{ср}}$; $\Delta x_{\text{ср}}$ — соответственно средний температурный напор и средний перепад влагосодержаний, определяющий перенос массы на границе раздела фаз; Q_{α} , Q — соответственно поток тепла, передаваемого без учета переноса массы, и суммарный поток тепла.

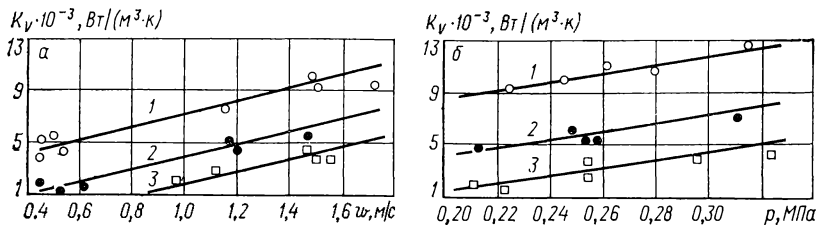


Рис. 3.9. Зависимость K_V от скорости (а) и давления (б):

1 — $h/D=0,8$; 2 — 2,2; 3 — 3,0.

Теплообмен при барботаже в контактном аппарате «газ — жидкость». На рис. 3.9 представлены зависимости объемного коэффициента теплопередачи K_V в контактном теплообменнике от давления в аппарате P , скорости газа w_r при различных относительных значениях высоты барботажного слоя h/D . Режимные параметры в эксперименте изменялись в следующих интервалах: $P=0,1-0,3$ МПа; $w_r=0,5-2,5$ м/с; $b=0-250$ г/л; $h=300-1400$ мм. Из графиков видно, что увеличение давления в аппарате и скорости газа приводит к увеличению объемного коэффициента теплопередачи K_V . Эти зависимости качественно подтверждают экспериментальные данные, полученные рядом ав-

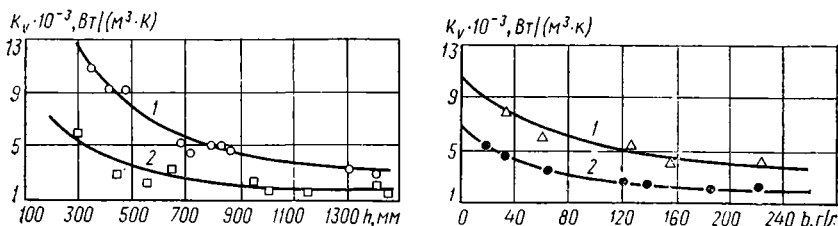


Рис. 3.10. Зависимость K_V от высоты барботажного слоя h :

1 — H_2O ; 2 — водный раствор NaCl концентрацией $b=200$ г/л.

Рис. 3.11. Зависимость K_V от концентрации b :

1 — $h/D=2,2$; 2 — $h/D=3,0$.

торов [50, 51], однако в указанных работах влияние w_r на K_V более существенно, что объясняется различием в режимах работы и большими абсолютными скоростями газа.

На интенсивность тепло- и массообмена заметно влияет высота барботажного слоя (рис. 3.10). В пределах рассматривае-

мого увеличения h значение K_V снижается на 65—75%, причем при повышенных концентрациях раствора влияние h на K_V уменьшается, что связано, по-видимому, с понижением K_V при возрастании концентрации b (рис. 3.11).

Полученные опытные данные использованы З. П. Бильдером для определения числовых значений коэффициента и показате-

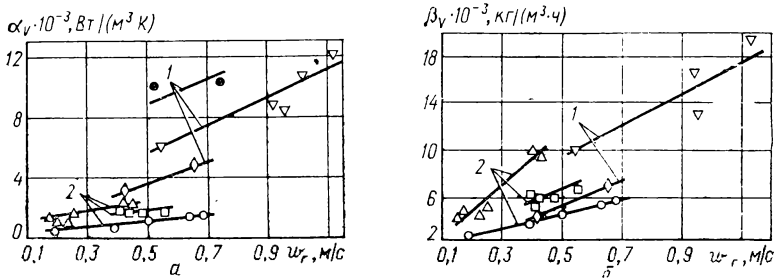


Рис. 3.12. Зависимость α_V (а) и β_V (б) от скорости w_r :

1 — в барботажном аппарате: ● — $h/D=1,5$; ▽ — 2,06; ◇ — 3,11;
2 — в аппарате с сегментными тарелками; △ — $S_p/G_g=35,28$; □ — 16,52; ○ — 8,02.

лей в критериальном уравнении П. Г. Удымы [49]:

$$\Pi_q = \frac{qD^2}{\Delta t_{cp} \lambda} = 0,35 Re_r^{0,8} \left(\frac{h}{D} \right)^{-1,0} \quad (3.59)$$

где q — тепловое напряжение единицы объема аппарата, Вт/м³; Re_r — критерий Рейнольдса для газового потока.

Теплообмен в контактных аппаратах «газ — жидкость» с сегментными ситчатыми тарелками. Экспериментальные исследования велись на водопроводной воде, морской воде и растворе NaCl концентрацией до 200 г/л в следующих интервалах изменения параметров: давление в аппарате $p=0,18—0,28$ МПа, температура воздуха на входе 84—140 °С, скорость воздуха 0,15—0,7 м/с, плотность орошения $g=2—30$ кг/(м²·с). Повышение температуры приводит к снижению K_V . При повышении концентрации и практически равных температурах наблюдается уменьшение K_V на $(2—2,5) \cdot 10^3$ Вт/(м³·К).

На рис. 3.12 приведены зависимости объемных коэффициентов теплоотдачи α_V (а) и массоотдачи β_V (б) от скорости газа при постоянных значениях S_p/G_g (где S_p , G_g — расходы раствора и газа). Увеличение скорости приводит к возрастанию α_V и β_V . В аппаратах с сегментными ситчатыми тарелками объемные коэффициенты теплопередачи в 1,5—2 раза выше, чем в барботажных, в том же интервале изменений давления, температуры входящего воздуха, скорости.

Математические модели элементов выпарных установок

4.1. МЕТОДЫ ПОСТРОЕНИЯ МОДЕЛЕЙ

Возможны два основных метода построения математических моделей объектов: 1) на основе математико-статистической обработки результатов активного и пассивного экспериментов; 2) теоретический — на основе априорной информации с использованием в случае необходимости результатов экспериментальных исследований отдельных элементов объекта.

Для выбора метода построения моделей выпарных установок рассмотрим основные особенности их как объекта управления.

1. Наличие значительного числа взаимодействующих инерционных элементов, характеризующихся большим количеством параметров. Например, состояние пятиступенчатой МВУ с поверхностным конденсатором и регенеративными подогревателями определяется числом параметров, превышающим 30.

2. Нелинейность связей между переменными. Так, коэффициенты теплоотдачи при конденсации и кипении жидкости нелинейно зависят от параметров состояния.

3. Пространственная распределенность ряда параметров (температура жидкости в аппарате и др.).

4. Нестационарность характеристик объекта вследствие образования накипи на поверхности нагрева, засорения трубопроводов и т. п.

5. Стохастический характер основных процессов (процессы кипения растворов, переноса тепла в контактных аппаратах и др. определяются статистическими закономерностями).

6. Наличие недетектируемых звеньев.

7. Существенная нестационарность процессов вследствие воздействия различного рода возмущений и большой инерционности объекта.

В связи с этими особенностями построение достаточно полных математических моделей выпарных установок на основе методов активного эксперимента затруднено по следующим причинам:

1. Недопустимы значимые возмущения при высоком уровне помех из-за опасности аварийных ситуаций, снижения качества продукции, ухудшения технико-экономических показателей в процессе эксперимента и т. п.

2. Невозможно обеспечить необходимые условия эксперимента (стационарность характеристик объекта, стабилизация ряда воздействий и др.).

3. Велики затраты на эксперименты на действующих объектах.

Современные методы пассивного эксперимента также не позволяют привести достаточно надежную идентификацию таких объектов, особенно их динамических свойств. Кроме того, экспериментальные методы могут реализовываться только на действующих установках или их прототипах. В то же время информация о свойствах новых объектов весьма важна на стадии их разработки, когда отсутствует возможность эксперимента. В этих условиях необходимо получить математическую модель на основе априорной информации и теоретических методов до постройки объектов.

Для построения математических моделей выпарных установок необходимо совместно использовать методы термодинамики, теории тепло- и массообмена (при описании процессов в элементах) и методы теории систем (при описании установок для совокупности большого числа взаимодействующих элементов).

Для получения системы уравнений, описывающих установку, необходимо уравнения, характеризующие отдельные аппараты (уравнения функционирования), и уравнения, связывающие их параметры (уравнения связей), рассмотреть совместно.

Уравнения связей для последовательно включенных элементов записываются в виде

$$x''_{i-1} = x'_i \quad (4.1)$$

где x''_{i-1} — выходной параметр $(i-1)$ -го элемента; x'_i — входной параметр i -го элемента.

При разветвлении и соединении потоков в установках используются уравнения связей в виде

$$x''_{i-1} = x'_i + x'_{i+1} + \dots \quad (4.1a)$$

$$x'_i = x''_{i-1} + x''_{i-2} + \dots$$

Число уравнений, определяющих состояние установки, должно соответствовать числу параметров состояния (числу зависимых переменных). Для определения числа зависимых и независимых переменных в математической модели объекта целесообразно использовать графы [111]. При этом схема установок представляется в виде графа, у которого направление каждой связи совпадает с направлением движения энергоносителя (пар, вода, газы и др.). Блок-схемы и графы элементов выпарной установки представлены на рис. 4.1.

Ребра графов выпарных установок и систем, работающих совместно с ними, могут характеризоваться одним параметром (например, электрической мощностью), двумя (расходом и тем-

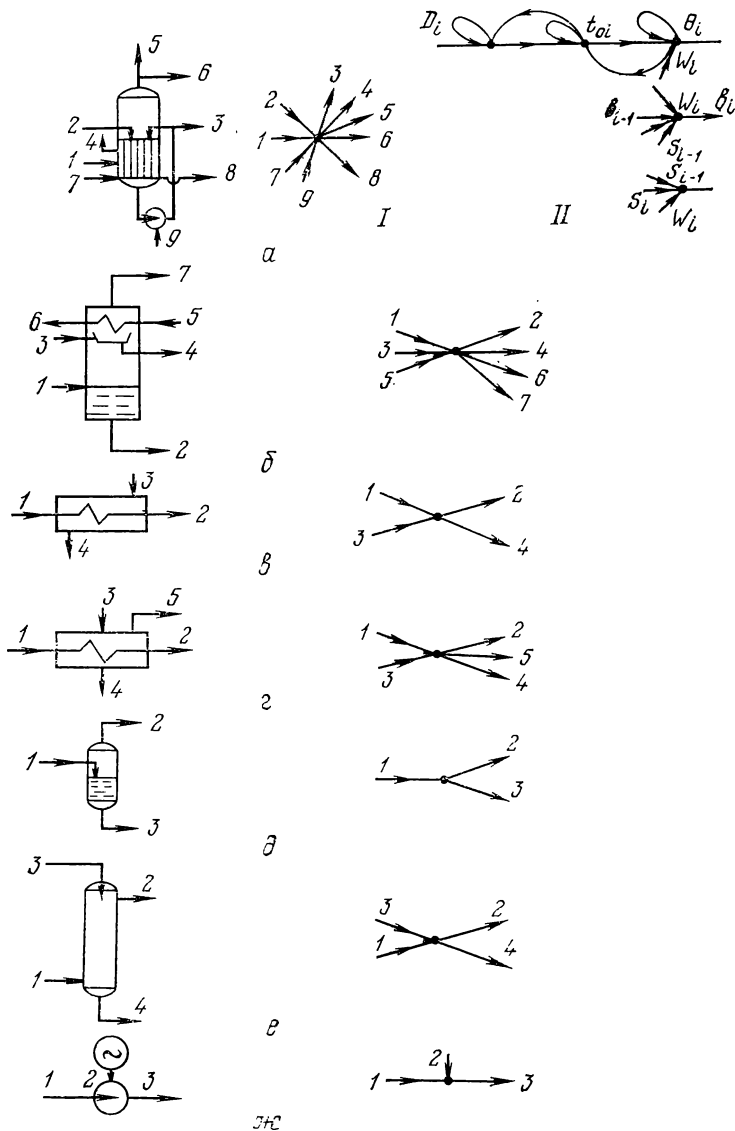


Рис. 4.1. Блок-схемы и графы основных элементов выпарных установок:

а — выпарной аппарат (*I* — потоковый граф, *II* — параметрический граф); **б** — адиабатный испаритель; **в** — теплообменник; **г** — поверхностный конденсатор; **д** — самоиспаритель; **е** — контактный теплообменник (конденсатор смешения); **ж** — насос (компрессор). Цифрами обозначены потоки энергоносителей и соответствующие ребра графов.

пературой), тремя (расходом, температурой и давлением), четырьмя (расходом, температурой, давлением, концентрацией) и т. д. Полное число параметров потокового графа МВУ равно

$$V = P + 2L + 3I + 4K + \dots + mU = \sum_{i=1}^m iR_i \quad (4.2)$$

где P, L, I, K, U — число одно-, двух-, трех-, четырех- и m -параметрических связей; i — число параметров, характеризующих связь; R_i — число i -параметрических связей.

Граф потоков энергоносителей не отражает Z_j «внутренних» параметров каждого j -го элемента установки (конструктивные параметры, уровни жидкости, температура поверхности нагрева и др.). Поэтому система уравнений, описывающих состояние объекта, должна включать также уравнения, характеризующие изменения «внутренних» параметров элементов установок. При этом суммарное число зависимых и независимых переменных установки равно

$$V = \sum_{i=1}^{m_1} iR_i + \sum_{j=1}^m Z_j \quad (4.3)$$

Полное число параметров V равно сумме чисел зависимых $V_з$ и независимых $V_н$ переменных

$$V = V_з + V_н \quad (4.4)$$

Число уравнений, описывающих состояние объекта, равно числу зависимых переменных $V_з$. Число независимых переменных равно

$$V_н = V_0 + V_x \quad (4.5)$$

где V_0, V_x — число независимых регламентируемых и оптимизируемых величин.

С целью исключения промежуточных переменных и упрощения моделей выполняется их преобразование. Оценивается возможность упрощения уравнений, в том числе их линеаризации. Затем производится проверка адекватности полученных математических моделей.

На разных этапах построения моделей может возникнуть необходимость возвращения к предыдущим этапам. Например, при расчете численных коэффициентов моделей возникает потребность в получении дополнительной информации об элементах установки. Выполняется дополнительный анализ априорной информации, определяется недостающая информация и т. д.

Для построения математических моделей выпарных установок необходимы математические модели их элементов. Выпарные установки состоят из следующих основных элементов: поверхностных выпарных аппаратов, конденсаторов смешения, самоиспарителей конденсата и раствора, парожидкостных теплообменников, ступеней мгновенного испарения и др.

4.2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО ВЫПАРНОГО АППАРАТА

Выпарные аппараты отличаются друг от друга расположением в пространстве, конфигурацией поверхности нагрева, видом теплоносителей, взаимным положением рабочих сред, кратностью и режимом циркуляции и т. д. [4—6, 32, 55]. Схема i -го аппарата МВУ представлена на рис. 4.2.

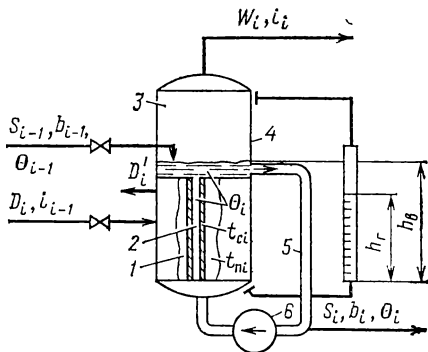


Рис. 4.2. Схема выпарного аппарата:

1 — греющая камера; 2 — парожидкостное пространство; 3 — паровое пространство; 4 — корпус; 5 — циркуляционная труба; 6 — циркуляционный насос; h_r , h_b — гидростатический и видимый уровни.

В выпарных аппаратах происходят следующие основные процессы: 1) конденсация пара в греющей камере; 2) передача тепла от пара через поверхность нагрева; 3) испарение или кипение жидкости, в результате которых выделяются пары растворителя и увеличивается концентрация раствора; эти процессы зачастую сопровождаются выделением отложений на поверхности нагрева; 4) отделение паров чистого растворителя от жидкости и сепарация пара. Математическое описание должно производиться на основе рассмотрения этих процессов во взаимосвязи, т. е. уравнения, описывающие отдельные процессы, необходимо рассмотреть совместно.

Соответственно перечисленным процессам в каждом выпарном аппарате можно условно выделить следующие основные элементы: греющую камеру, поверхность нагрева, парожидкостное пространство. Для каждого элемента рассмотрим основные уравнения сохранения с соответствующими условиями однозначности, уравнения состояния рабочих тел и ряд зависимостей, специфичных для процессов выпаривания.

Математическое описание процессов в греющей камере. Математическому описанию стационарных процессов конденсации пара посвящено большое число работ (см. гл. 3). Нестационарные процессы конденсации теоретически изучались Чангом [112] на основе совместного решения на ЭВМ уравнений сплошности, движения, сохранения энергии, записанных для ламинарной пленки при соответствующих граничных условиях. Полученные решения громоздки. Использование их при расчете и моделировании переходных процессов в МВУ затруднено. Этот же вывод сделан в работе [113]. В ряде работ использовалась одноемкостная модель греющей камеры испарителей [114—116]. Значительный интерес представляет анализ статических характеристик парожидкостного теплообменника, выполненный В. В. Бирюковым и В. В. Кафаровым [117].

Методика составления уравнения динамики конденсатора паровой турбины приведена в работе [118]. В ней кроме факторов, влияющих на дина-

мику процессов при конденсации пара, рассмотренных в более ранних работах [114—116], учтено влияние конденсата, накапливающегося в сборнике неконденсирующихся газов, а также изменение в нестационарном режиме толщины пленки конденсата и соответственно коэффициента теплоотдачи. Однако тепловая емкость пленки, а также струй конденсата, стекающих с горизонтальных труб, не учитывалась. В работах по математическому описанию динамики МВУ [119—121] модели греющих камер не рассматривались.

Возникает задача получения более точных, но достаточно простых уравнений динамики греющей камеры.

Представим греющую камеру, в которой конденсируется пар, как совокупность следующих элементов, [3, 122]: пар в камере; пленка конденсата на поверхности нагрева; неконденсирующиеся газы; конденсат, накапливающийся в греющей камере; металл корпуса и изоляция. Концентрация неконденсирующихся газов в паре при нормальном отводе этих газов из греющей камеры меньше 1%, так что их массой можно пренебречь.

Для греющей камеры выпарного аппарата термодинамическая работа равна нулю, поэтому на основе уравнения энергетического баланса для открытой термодинамической системы (2.4), пренебрегая изменением кинетической энергии потоков массы, запишем:

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} (G_1 u_{\text{п}} + G_2 c' t_{\text{к}} + G_{\text{м}} c_{\text{м}} \theta_{\text{м}} + G_{\text{н}} c_{\text{н}} \theta_{\text{н}}) = \\ = D_i i''_{i-1} - D_{\text{к}} i'_{\text{к}} - D' i'_{\text{п}} - Q_1 - Q' \end{aligned} \quad (4.6)$$

где Q_1 — поток тепла, передаваемый поверхности нагрева; Q' — поток тепла в окружающую среду; G_1 , G_2 — соответственно масса пара в греющей камере и пленки конденсата на поверхности нагрева.

Рассматривая уравнение (4.6) совместно с уравнением материального баланса греющей камеры

$$\frac{d}{d\tau} (G_1 + G_2) = D_i - D_{\text{к}} - D_i' \quad (4.7)$$

при условии, что теплоемкости металла и изоляции не зависят от температуры, а энтальпии пара, поступающего в камеру i''_{i-1} , и пара в камере $i_{\text{п}}$ равны*, получим:

$$\begin{aligned} G_1 \frac{du_{\text{п}}}{d\tau} + (u_{\text{п}} - i') \frac{dG_1}{d\tau} + (c' t_{\text{к}} - i') \frac{dG_2}{d\tau} + G_2 \frac{d(c' t_{\text{к}})}{d\tau} + \\ + c_{\text{м}} G_{\text{м}} \frac{d\theta_{\text{м}}}{d\tau} + c_{\text{н}} G_{\text{н}} \frac{d\theta_{\text{н}}}{d\tau} = (D_i - D_i') (i''_{i-1} - i') - Q_1 - Q' \end{aligned} \quad (4.8)$$

Массы пара и пленки конденсата в греющей камере соответственно равны:

$$G_1 = V_1 \rho'' = (V_3 - V_2) \rho'' \quad (4.9)$$

$$G_2 = V_2 \rho' \quad (4.10)$$

* Это допущение несколько упрощает расчет, однако его введение не обязательно.

Далее принимаем, во-первых, что $V_3 = V_1$ (так как $V_2 \ll V_3$), и, во-вторых, что скорости изменения температуры пара и пленки конденсата равны. При этих допущениях, подставляя соотношения (4.9) и (4.10) в уравнение (4.8) и учитывая условие (2.10), получим:

$$a_1^* \frac{dt_{\Pi}}{d\tau} + c_M G_M \frac{d\theta_M}{d\tau} + c_H G_H \frac{d\theta_H}{d\tau} = (D_i - D'_i) (i''_{i-1} - i') - Q_1 - Q' \quad (4.11)$$

где

$$a_1^* = a_1^* (t_{\Pi}) = V_1 \left[\rho'' \frac{\partial u_{\Pi}}{\partial t_{\Pi}} + (u_{\Pi} - i') \frac{\partial \rho''}{\partial t_{\Pi}} \right] + V_2 \rho' \left(c' + t_k \frac{\partial c'}{\partial t_{\Pi}} \right) \quad (4.12)$$

Необходимо также записать уравнения для определения $d\theta_M/d\tau$, $d\theta_H/d\tau$, Q_1 . В выпарных аппаратах, работающих при давлениях $p_{\Pi} < 12 \cdot 10^5$ Па, толщина стенки греющей камеры не превышает 15 мм; при этом для стенки критерий $Fo = \alpha\tau/\delta^2 > 0,3$, и стенку можно рассматривать как сосредоточенную емкость [123]. Изоляцию также можно в первом приближении рассматривать как сосредоточенную емкость ввиду ее небольшой аккумуляющей способности. Тогда уравнение энергетического баланса для стенки корпуса и изоляции греющей камеры имеет вид

$$c_M G_M \frac{d\theta_M}{d\tau} + c_H G_H \frac{d\theta_H}{d\tau} = \alpha' F' (t_{\Pi} - \theta_M) - \frac{F''}{\frac{1}{\alpha''} + \frac{\delta_H}{\lambda_H}} (\theta_M - \theta_0) \quad (4.13)$$

где α' , α'' — коэффициент теплоотдачи соответственно от пара к стенке и от изоляции к окружающей среде; F' , F'' — площадь соответственно внутренней поверхности корпуса и наружной поверхности изоляции греющей камеры; соответственно δ_H , λ_H — толщина и теплопроводность материала изоляции.

При расчете переходных процессов в греющей камере необходимо рассмотреть совместно уравнения (4.11) и (4.13). Приближенно можно считать, что в переходном процессе скорости изменения температуры пара и средней температуры металла корпуса равны [116, 124] и что $\theta_H = (\theta_M + \theta_0)/2$ (где θ_0 — температура окружающей среды). При этом

$$c_M G_M \frac{d\theta_M}{d\tau} + c_H G_H \frac{d\theta_H}{d\tau} = (c_M G_M + 0,5c_H G_H) \frac{dt_{\Pi}}{d\tau} \quad (4.14)$$

Поток тепла, передаваемого поверхности нагрева

$$Q_1 = \frac{F_1'}{1/\alpha_1 + \delta_c/2\lambda_c} (t_{\Pi} - t_c) \quad (4.15)$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации водяного пара определяется соотношением типа (3.27) — (3.29) и др. (см. гл. 3).

Подставляя уравнения (4.14), (4.15) и (3.29б) в (4.11), получим уравнение для температуры пара в греющей камере:

$$a_1 \frac{dt_{\Pi}}{d\tau} = -a_2 t_{\Pi} + a_3 t_c + a_4 (D_i - D_i') + a_5 (t_{\Pi}) \quad (4.16)$$

где

$$\begin{aligned} a_1 &= a_1(t_{\Pi}) = V_1 \left[\rho'' \frac{\partial u_{\Pi}}{\partial t_{\Pi}} + (u_{\Pi} - i') \frac{\partial \rho''}{\partial t_{\Pi}} \right] + \\ &+ V_2 \rho' \left(c' + t_k \frac{\partial c'}{\partial t_{\Pi}} \right) + c_M G_M + 0,5 c_{\Pi} G_{\Pi} \\ a_2 &= a_2(t_{\Pi}, t_c) = a_3 = a_3(t_{\Pi}, t_c) = \frac{F_1'}{1 + \frac{\delta_c}{2\lambda_c}} \quad (4.17) \\ a_4 &= a_4(t_{\Pi}) = i''_{i-1} - i'; \quad a_5 = -Q' \end{aligned}$$

Подставляя соотношение (2.96) в (4.16), получим уравнение динамики давления в греющей камере:

$$a_1' \frac{dp_{\Pi}}{d\tau} = -a_2' p_{\Pi} + a_3' t_c + a_4' (D_i - D_i') + a_5' \quad (4.18)$$

где

$$\begin{aligned} a_1' &= a_1'(p_{\Pi}) = a_1 \frac{\partial t_{\Pi}}{\partial p_{\Pi}}; \quad a_2' = a_2'(p_{\Pi}, t_c) = a_2(t_{\Pi}, t_c) \frac{\partial t_{\Pi}}{\partial p_{\Pi}} \quad (4.19) \\ a_3' &= a_3'(p_{\Pi}, t_c) = a_3; \quad a_4' = a_4'(p_{\Pi}); \quad a_5' = a_5'(t_{\Pi}, t_c) = a_5 - a_2 t_{\Pi} \end{aligned}$$

Уравнения (4.16) и (4.18) содержат в правой части температуру поверхности нагрева, для определения которой необходимо соответствующее соотношение. На основе работы [116] запишем:

$$c_1 \frac{dt_c}{d\tau} = -c_2 t_c + c_3 t_{\Pi} + c_4 \theta \quad (4.20)$$

Здесь

$$\begin{aligned} c_1 &= c_M G_3; \quad c_2 = c_2(t_{\Pi}, t_c, \theta, b, \bar{\tau}) = c_3(t_{\Pi}, t_c) + c_4(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) \\ c_3 &= c_3(t_{\Pi}, t_c) = \frac{F_1'}{1 + \frac{\delta_c}{2\lambda_c}} = a_2(t_{\Pi}, t_c) \quad (4.21) \\ c_4 &= c_4(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) = \frac{F_1''}{\frac{1}{\alpha_2(t_c, \theta, b)} + \frac{\delta_c}{2\lambda_c} + R_H(\bar{\tau})} \end{aligned}$$

где $\bar{\tau}$ — продолжительность работы аппарата после очистки поверхности нагрева; $R_H(\bar{\tau})$ — термическое сопротивление накипи.

Коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости в аппаратах с естественной циркуляцией может определяться на основе соотношений типа (3.46) и др. (см. гл. 3).

Использование уравнения (4.20) предполагает выполнение следующих условий.

1. Трубы испарителя имеют одинаковые геометрические размеры и выполнены из материала с одинаковыми теплофизическими свойствами.

2. Тепловой поток вдоль оси трубы отсутствует.

3. Все трубы испарителя воспринимают одинаковые количества тепла.

4. Поверхность нагрева рассматривается как сосредоточенная емкость. Это допущение обосновывается следующим образом. В выпарных аппаратах обычно толщина стенки трубы $\delta_c = 1-4$ мм, при этом критерий $Fo > 0,3$. При этом временем перераспределения температуры в стенке трубы можно пренебречь [123] и рассматривать кипятельную трубку как сосредоточенную емкость. И. С. Коченов на примере водяного экономайзера и пароперегревателя парового котла также показал [125] практическое совпадение результатов расчета по уравнению теплового баланса и по уравнению теплопроводности.

Математическое описание процессов в парожидкостном пространстве. В ряде работ рассматривались вопросы математического описания парожидкостных пространств испарителей и выпарных аппаратов. Одной из первых отечественных публикаций, в которой динамика концентрации в выпарном аппарате определялась аналитическим путем, является работа [126].

Уравнение динамики концентрации в выпарном аппарате получил А. Г. Левачев [127]. Он принимал, что уровень в аппарате постоянен, температурная депрессия линейно зависит от концентрации, звенья аппарата — линейные и детектирующие. Эти допущения ограничивают область применения уравнений, однако в работе А. Г. Левачева впервые исследована динамика концентрации в выпарном аппарате.

В работе И. А. Андерсона и др. [120] изучалась динамика одноступенчатого выпарного аппарата при постоянных давлении (температуре) вторичного пара и уровне жидкости. Тепловая емкость греющей камеры не учитывалась.

В работах по динамике МВУ [7—10, 128] уравнения, описывающие парожидкостные пространства, составлялись для частных случаев при ряде существенных упрощений (не учитывались зависимости коэффициентов теплоотдачи, теплофизических свойств жидкости от параметров состояния; уровень жидкости принимался постоянным и др.).

Рассмотрим методику математического описания парожидкостного пространства выпарного аппарата [3, 122]. Это пространство можно, по аналогии с паровым котлом, представить как четыре взаимосвязанных элемента: жидкость; пар под зеркалом испарения; вторичный пар; металл корпуса, мешалок.

Запишем уравнение материального баланса:

$$\frac{d}{dt} (G_{ж} + G_{п'} + G_{п''}) = S_{i-1} - S_i - W_i \quad (4.22)$$

где $G_{ж}$, $G'_п$, $G''_п$ — масса соответственно жидкости в аппарате, пара под зеркалом испарения и над ним; S_{i-1} , S_i , W_i — расход соответственно жидкости на входе в аппарат и на выходе из него и вторичного пара на выходе из i -го аппарата. Далее найдем, что

$$G_{ж} + G'_п + G''_п = V_{ж}\rho'' + (V'_п + V''_п)\rho'' = V_{ж}\rho'' + (V_0 - V_{ж})\rho'' \quad (4.23)$$

где $V_{ж}$, $V'_п$, $V''_п$, V_0 — объемы соответственно жидкости, пара под зеркалом испарения и над ним и парожидкостного пространства.

Рассматривая совместно уравнения (4.22), (4.23) и (2.10), получим:

$$(\rho'' - \rho'') \frac{dV_{ж}}{d\tau} + (V_0 - V_{ж}) \frac{\partial \rho''}{\partial t} \cdot \frac{dt}{d\tau} = S_{i-1} - S_i - W_i \quad (4.24)$$

Уравнение энергетического баланса запишем в виде

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\tau} \left[V_{ж}\rho''c_i''\theta + (V_0 - V_{ж})\rho''u + c_M\theta_M' \sum G_i \right] = \\ = Q_2 + S_{i-1}c_{i-1}\theta_{i-1} - S_i c_i''\theta - W_i i'' - Q'' = \Delta Q \end{aligned} \quad (4.25)$$

где Q_2 — поток тепла, передаваемый от поверхности теплообмена испаряющейся жидкости. Его определяют по соотношению

$$Q_2 = \frac{F_i''(t_c - \theta)}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_c}{2\lambda_c} + R_n(\tau)} \quad (4.26)$$

Параметр $\sum G_i$ в уравнении (4.25) — величина, введенная Л. С. Шумской [124] при расчете динамики паровых котлов для учета распределенности внутренней энергии металла, охватывающего парожидкостное пространство котла. Согласно расчетам Л. С. Шумской, для металла толщиной до 8 мм скорость изменения внутренней энергии практически не отличается от скорости изменения температуры парожидкостной смеси, и можно считать, что весь металл корпуса и мешалок (если они имеются) является «активным».

Рассматривая совместно уравнения (4.24), (4.25) и (2.10) при условии, что температура вторичного пара равна температуре кипения жидкости, т. е. $t = \theta$, получим [27—30]:

$$e_1^* \frac{dV_{ж}}{d\tau} = S_{i-1} - S_i - W_i - A_i \quad (4.27)$$

$$d_1^* \frac{d\theta}{d\tau} = Q_{2i} + S_{i-1}c''_{i-1}\theta_{i-1} - S_i c_i''\theta_i - W_i i_i'' - Q_i'' - B_i \quad (4.28)$$

где

$$e_1^* = e_1^*(\theta, b) = \rho'' - \rho'' - (V_0 - V_{ж}) \frac{\partial \rho''}{\partial t} \cdot \frac{d_1'}{d_1} \quad (4.29)$$

$$d_1^* = d_1^*(\theta, b) = d_1 - d_1' \frac{V_0 - V_{ж}}{\rho'' - \rho''} \cdot \frac{\partial \rho''}{\partial t}$$

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d_1(\theta, b) = \rho'' c'' V_{ж} + c_m \sum G_i + \\ &+ \rho'' (V_0 - V_{ж}) \frac{d\theta}{dt} + u (V_0 - V_{ж}) \frac{d\rho''}{dt} \\ d_1' &= d_1'(\theta, b) = \rho'' c'' \theta - \rho'' u \end{aligned} \right\} \quad (4.30)$$

$$A = \frac{V_0 - V_{ж}}{d_1} \cdot \frac{d\rho''}{dt} \Delta Q; \quad B = \frac{d_1'}{\rho'' - \rho'} (S_{i-1} - S_i - W_i) \quad (4.31)$$

Член A в уравнении (4.27) характеризует изменение количества жидкости в аппарате при фазовых переходах, происходящих вследствие теплового воздействия ($\Delta Q \neq 0$), а член B в уравнении (4.28) характеризует изменение внутренней энергии жидкости при подводе или отводе массы жидкости ($\Delta S \neq 0$).

Из уравнений (4.27) и (4.28) следует, что условие $\Delta Q = 0$ недостаточно для обеспечения постоянства температурного режима аппарата, так же как и условие $\Delta S = 0$ недостаточно для обеспечения постоянства количества жидкой фазы в аппарате. Полное равновесие теплового режима парожидкостного пространства достигается лишь при совместном выполнении условий $\Delta S = 0$ и $\Delta Q = 0$.

Влияние подвода (отвода) тепла на изменение количества жидкости в аппарате и подвода (отвода) массы на изменение температуры жидкости имеет принципиальное значение при изучении динамики парожидкостных пространств. Однако при изучении переходных процессов в выпарных аппаратах этим влиянием в первом приближении можно пренебречь. Тогда уравнения (4.27) и (4.28) можно записать в виде

$$\begin{aligned} (\rho'' - \rho') \frac{dV_{ж}}{d\tau} - \frac{V_0 - V_{ж}}{d_1} \cdot \frac{d\rho''}{dt} \left(d_1' \frac{dV_{ж}}{d\tau} - \Delta Q \right) = \\ = S_{i-1} - S_i - W_i = \Delta S \end{aligned} \quad (4.32)$$

$$d_1 \frac{d\theta}{d\tau} - \frac{d_1'}{\rho'' - \rho'} \left[(V_0 - V_{ж}) \frac{d\rho''}{dt} \cdot \frac{d\theta}{d\tau} - (S_{i-1} - S_i - W_i) \right] = \Delta Q \quad (4.33)$$

В выпарных аппаратах при кипении в большом объеме и в трубах масса пара в парожидкостном пространстве значительно меньше массы жидкости ($G_n \ll G_{ж}$). При этом условии второй член левой части уравнения (4.32) мал по сравнению с первым членом. При небольших возмущениях по расходу жидкости (меньше $\pm 30\%$) второй член левой части уравнения (4.33) также невелик. Принимаем, что объем жидкости в аппарате определяется соотношением

$$V_{ж} = V_{ж0} + \eta h \quad (4.34)$$

Тогда на основе уравнений (4.32) и (4.33) получим*:

$$d_1 \frac{d\theta}{d\tau} = -d_2 \theta + d_3 t_c - d_4 W_i + d_5 \quad (4.35)$$

* В пленочных выпарных аппаратах массы пара и жидкости соизмеримы, поэтому необходимо использовать уравнения (4.32) и (4.33).

$$e_1 \frac{dh}{d\tau} = S_{i-1} - S_i - W_i \quad (4.36)$$

где

$$d_2 = d_2(t_c, \theta, b, \bar{\tau}, S_i) = c_4(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) + S_i c_i'''$$

$$d_3 = d_3(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) = c_4; \quad d_4 = d_4(\theta) = i''$$

$$d_5 = d_5(S_{i-1}, \theta_{i-1}) = S_{i-1} c_i''' i_{i-1} \theta_{i-1} - Q''; \quad e = (\rho''' - \rho'') \eta \approx \rho''' \eta$$

где $V_{ж0}$ — объем жидкости, ограниченный плоскостью, от которой отсчитывается уровень.

Уравнение (4.35) описывает изменение температуры в аппарате при условии, что этот параметр является сосредоточенным. Это допущение можно обосновать следующим:

1. Экспериментальные исследования стационарных режимов в выпарных аппаратах с развитым кипением свидетельствуют о небольшой распределенности температуры жидкости по высоте. Например, по данным [129], максимальное изменение температуры в трубе для исследованных режимов не превышает 1,5—2 градуса.

2. Создавая модели установившихся и переходных режимов в выпарных аппаратах, распределенность θ (если она существенна) необходимо учитывать при определении внутренней энергии в уравнении энергетического баланса (4.25), а также в соотношениях

$$Q = \alpha_2 F (t_c - \theta) \quad (4.37)$$

$$\alpha_2 = A (t_c - \theta)^m \quad (4.38)$$

$$t_{\pi i} = \theta_{i-1} - \Delta_{i-1} \quad (4.39)$$

В соотношениях (4.26), (4.35), (4.37) — (4.39) можно использовать один и тот же закон усреднения:

$$\theta = \theta_{cp} = \frac{1}{V} \int \theta dV$$

Известно, что для линейных функций одной и той же переменной закон усреднения одинаков. Внутренняя энергия в рассматриваемом диапазоне параметров является линейной функцией температуры. Поэтому в уравнениях (4.25), (4.35), (4.37) и (4.39) в качестве переменной можно использовать θ_{cp} . В соотношении (4.38), полученном на основе обработки экспериментальных данных, величины α_2 и θ усреднены по высоте (длине) поверхности нагрева*, поэтому в качестве переменной также можно использовать θ_{cp} .

В выпарных аппаратах различают гидростатический (пьезометрический) h_T и видимый h_b уровни (см. рис. 4.2). В аппаратах с вынесенной поверхностью нагрева можно измерять гидростатический уровень, если поток парожидкостной смеси не

* Д. А. Лабунцов показал [130], что для конденсации на прямолинейных поверхностях «средняя интенсивность теплообмена инвариантна относительно пространственной неравномерности поля температур поверхности».

сильно закручен. В этих случаях можно использовать уравнение (4.36). На практике может возникнуть необходимость в регулировании видимого уровня парожидкостной смеси, так как при его повышении увеличивается унос капель раствора со вторичным паром, а при снижении может произойти оголение поверхности нагрева. При этом возникает необходимость в получении уравнения динамики для видимого уровня. Методика получения такого уравнения разработана, в частности, Л. С. Шумской [124] применительно к паровым котлам и при соответствующей корректировке может быть использована для выпарных аппаратов.

Уравнение материального баланса растворенных веществ в выпарном аппарате имеет вид

$$\frac{d}{dt} (V_{ж} \rho'' b + G_{п} \xi) = b_{i-1} S_{i-1} - b_i S_i - W_i \xi \quad (4.40)$$

где b_{i-1} , b_i , ξ — концентрация вещества соответственно на входе в аппарат, на выходе из него и в паре. В большинстве случаев уносом жидкости с паром можно пренебречь ($\xi=0$); тогда на основе уравнения (4.40) получим:

$$(G_{ж0} + h \rho'' \eta) \frac{db}{dt} + b \rho'' \eta \frac{dh}{dt} = b_{i-1} S_{i-1} - b_i S_i \quad (4.41)$$

Уравнение (4.41) справедливо при следующих допущениях [131]: 1) плотность жидкости при обычных для выпарных установок изменениях температуры и концентрации принимается постоянной; 2) концентрация раствора — сосредоточенный параметр, равный концентрации раствора на выходе из аппарата, т. е. поступающий в аппарат раствор мгновенно перемешивается с остальной жидкостью.

В действительности концентрация раствора изменяется по высоте кипящих труб. Следует оценить разность концентраций раствора на входе в кипящие трубы (b) и на выходе из них (b_x). Если эта разность невелика, то последнее допущение приемлемо.

Рассмотрим аппарат с многократной циркуляцией, движением раствора по трубам снизу вверх, подачей раствора на верхнюю трубную решетку и отводом раствора из-под нижней трубной решетки. Уравнение баланса растворенных веществ в верхней камере аппарата имеет вид

$$b_i S^* = b_x (S^* - S_i - W_i) + b_{i-1} S_{i-1} \quad (4.42)$$

где S^* — расход жидкости в циркуляционных трубах.

По определению, кратность циркуляции жидкости в аппарате равна

$$K^* = (S^* - S_i) / W_i \quad (4.43)$$

Подставим соотношение (4.43) в уравнение (4.42) и решим его относительно b_x . Далее, рассматривая разность $\Delta b = b_x - b$,

с учетом уравнения (4.41), записанного для установившегося режима работы выпарного аппарата, принимая модель идеального вытеснения, получим: $\Delta b = b/(K^* - 1)$.

Аналогичные соотношения выведены для различных схем подвода и отвода раствора из аппарата с естественной и принудительной циркуляцией, при движении жидкости по кипяtilьным трубам снизу вверх и сверху вниз. Установлено, что если процесс выпаривания организован так, что $b_x > b$, то $\Delta b = b/(K^* - 1)$; если же $b_x < b$, то $\Delta b = b/K^*$. На рис. 4.3 представлена зависимость отношения $\Delta b/b$, характеризующего изменение концентрации по высоте аппарата, от кратко-

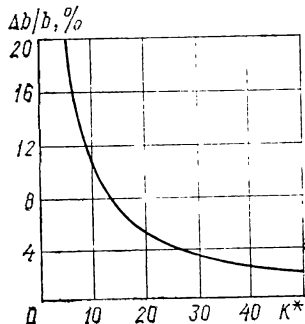


Рис. 4.3. Зависимость изменения концентрации раствора $\Delta b/b$ в трубе от кратности циркуляции K^* .

сти циркуляции раствора в аппарате. Из графика видно, что при $K^* > 15$ это отношение не превышает 7%. Учитывая, что при этой оценке принималась модель идеального вытеснения, а в действительности жидкость перемешивается, вследствие чего Δb уменьшается, второе допущение может быть принято в первую очередь для аппаратов с достаточно высокой кратностью циркуляции.

Подставляя соотношение (4.36) в уравнение (4.41) и учитывая, что $\rho''' > \rho''$, получим:

$$f_1 \frac{db_1}{d\tau} = b_{i-1} S_{i-1} - b_i (S_{i-1} - W_i) \quad (4.44)$$

где

$$f_1 = f_1(b, h) = G_{ж0} + \eta \rho^h \quad (4.45)$$

Таким образом, система дифференциальных уравнений, описывающих установившиеся и переходные процессы в выпарном аппарате, имеет вид:

$$a_1 \frac{dt_{\Pi}}{d\tau} = -a_2 t_{\Pi} + a_3 t_c + a_4 (D_i - D_i') + a_5 \quad (4.46)$$

$$c_1 \frac{dt_c}{d\tau} = -c_2 t_c + c_3 t_{\Pi} + c_4 \theta \quad (4.47)$$

$$d_1 \frac{d\theta}{d\tau} = -d_2 \theta + d_3 t_c - d_4 W_i + d_5 \quad (4.48)$$

$$f_1 \frac{db}{d\tau} = -S_i b + S_{i-1} b_{i-1} \quad (4.49)$$

$$e_i \frac{dh}{d\tau} = S_{i-1} - S_i - W_i \quad (4.50)$$

где коэффициенты вычисляются на основе соотношений (4.51):

$$\begin{aligned}
 a_1(t_{\Pi}) &= V_1 \left[\rho'' \frac{\partial u_{\Pi}}{\partial t_{\Pi}} + (u_{\Pi} - i') \frac{\partial \rho''}{\partial t_{\Pi}} \right] + \\
 &+ V_2 \rho' \left(c' + i' \frac{\partial c'}{\partial t_{\Pi}} \right) + c_M G_M + 0,5 c_H G_H \\
 a_2(t_{\Pi}, t_c) &= a_3(t_{\Pi}, t_c) = \frac{F_1'}{1} \frac{\delta_c}{\alpha_1(t_{\Pi}, t_c)} + \frac{\delta_c}{2\lambda_c} \\
 a_4(t_{\Pi}) &= i_{i-1} - i'' \quad a_5 = -Q' \\
 & \quad c_1 = c_M G_3 \\
 c_2(t_{\Pi}, t_c, \theta, b, \bar{\tau}) &= c_3(t_{\Pi}, t_c) + c_4(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) \\
 c_3(t_{\Pi}, t_c) &= a_2(t_{\Pi}, t_c) \\
 c_4(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) &= \frac{F_1''}{1} \frac{\delta_c}{\alpha_2(t_c, \theta, b)} + \frac{\delta_c}{2\lambda_c} + \frac{\delta_H(\bar{\tau})}{\lambda_H} \quad (4.51) \\
 d_1(\theta, b) &= \rho'' c'' V_{Ж} + c_M \sum G_i + \rho'' (V_0 - V_{Ж}) \frac{\partial u}{\partial t} + u (V_0 - V_{Ж}) \frac{\partial \rho''}{\partial t} \\
 d_2(t_c, \theta, b, \bar{\tau}, S_i) &= c_4(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) + S_i c_i''' \\
 d_3(t_c, \theta, b, \bar{\tau}) &= c_4 \\
 d_4(\theta) &= i'' \\
 d_5(S_{i-1}, \theta_{i-1}) &= S_{i-1} c''_{i-1} \theta_{i-1} - Q'' \\
 f_1 &= f_1(b, h) = G_{Ж0} + \eta \rho''' h \\
 e_1 &= (\rho''' - \rho'') \eta \approx \rho''' \eta
 \end{aligned}$$

Система уравнений (4.44) — (4.50) может быть записана для i -го выпарного аппарата в векторной форме:

$$\vec{A}_i \vec{Y}_i = \vec{X}_i \quad (4.52)$$

где

$$\vec{A}_i = \begin{vmatrix} a_{1i}(S) & -a_{3i} & 0 & 0 & 0 \\ -c_{3i} & c_{1i}(S) & -c_{4i} & 0 & 0 \\ 0 & -d_{3i} & -d_{1i}(S) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_i(S) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & e_i \end{vmatrix}$$

$$\vec{Y}_i = \begin{vmatrix} t_{\Pi i} \\ t_{c i} \\ \theta_i \\ b_i \\ h_i \end{vmatrix} \quad \vec{X}_i = \begin{vmatrix} a_{4i}(D_i - D_i') + a_{5i} \\ -d_4 W_i + d_{5i} \\ S_0 b_0 \\ S_{i-1} - S_i - W_i \end{vmatrix} \quad (4.53)$$

$$\begin{aligned}
 a_{1i} &= a_{1i} S + a_{2i}; \quad c_{1i}(S) = c_{1i} S + c_{2i}; \quad d_{1i}(S) = d_{1i} S + d_{2i}; \\
 e_i(S) &= f_{1i} S + S_{i-1} - W_i; \quad e_i = e
 \end{aligned} \quad (4.54)$$

где S — оператор дифференцирования по $d\tau$. Эта система устанавливает связь между переменными $t_{п}$, t_c , θ , b , h , являющимися параметрами состояния выпарного аппарата при различных регулирующих и возмущающих воздействиях: D_i , D'_i , S_{i-1} , S_i , b_{i-1} , i_{i-1} , $\delta_{и}(\tau)$ и др. Коэффициенты системы нелинейно зависят от параметров состояния объекта, величин τ , S_i и др.

Для определения расхода вторичного пара в уравнениях (4.48) — (4.50) необходимо эту систему уравнений дополнить уравнениями аппарата, в который направляется вторичный пар. При этом возможны следующие случаи.

1. Температура в аппарате поддерживается постоянной ($\theta = \text{const}$), например в случае испарения при атмосферном давлении. При этом уравнение (4.48) превращается в алгебраическое и служит для определения W :

$$W = \frac{d_3}{d_4} t_c - \frac{d_2}{d_4} \theta + \frac{d_5}{d_4} \quad (4.55)$$

2. Выпарной аппарат работает совместно с конденсатором, давление (температура) в котором зависит от расхода вторичного пара. В этом случае необходимо рассмотреть совместно уравнения динамики выпарного аппарата и конденсатора. Если принять, что гидравлическое сопротивление паропровода, соединяющего выпарной аппарат и конденсатор, незначительно, то в качестве уравнений связи следует использовать следующие:

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{dt_{к}''}{d\tau} \quad \text{и} \quad \theta = t_{к}'' + \Delta \quad (4.56)$$

где $t_{к}''$ — температура пара в конденсаторе; Δ — полная температурная депрессия в аппарате.

3. При работе выпарного аппарата с другими аппаратами МВУ расход вторичного пара W_i определяется на основе совместного решения уравнений для парожидкостного пространства i -го аппарата и греющей камеры $(i+1)$ -го аппарата.

Функциональная схема одной ступени выпаривания МВУ и соответствующий потоковый граф представлены на рис. 4.1, а в табл. 2 — потоки выпарного аппарата и параметры ребер графа.

При задании параметров потока греющего пара принималось, что пар — сухой насыщенный. Если в первый аппарат подается перегретый пар, то связь определяется тремя параметрами. С учетом того, что связи 1, 4 и 8 характеризуются одним и тем же параметром t_{i-1} , а связи 5 и 6 — параметрами $t_i(\theta_i)$, общее число параметров (зависимых и независимых переменных), характеризующих потоки выпарного аппарата, равно $20 - 3 = 17$. Граф аппарата может быть при необходимости расширен или сокращен. Например, для аппарата, в парожидкостное пространство которого подается пар, в граф вводится дополнительная связь. Для стационарного режима $D_i = D_{кi}$ соответственно число переменных уменьшается на единицу. При решении ряда задач необходима информация о давлении в различных точках систе-

Параметры ребер графа выпарного аппарата

Номер ребер графа	Потоки	Параметры	
		обозначение	число
1	Греющий пар	$D_i, t_{i-1}(i_{i-1})$	2
2	Раствор на входе	$S_{i-1}, \theta_{i-1}, b_{i-1}$	3
3	Раствор на выходе	S_i, θ_i, b_i	3
4	Паровоздушная смесь	$E_i, t_i(i_i)$	3
5	Отбираемый пар	$D'_i, t_{i-1}, \varepsilon_i$	2
6	Пар в следующий аппарат	$D_{i+1}, t_i(i_i)$	2
7	Конденсат на входе	$D_{n(i-1)}, t_{n(i-1)}$	2
8	Конденсат на выходе	$D_{ki}, t_{ki}(t_{i-1})$	2
9	Электрическая энергия	N_i	1
Суммарное число параметров			20

мы. В этом случае в число параметров, характеризующих соответствующие ребра графа, входит давление. На рис. 4.1 показан сигнальный параметрический граф одноступенчатого выпарного аппарата в соответствии с системой уравнений (4.46) — (4.50). Число вершин графа определяет число выходных переменных, а число незамкнутых ребер — входных переменных.

4.3. КОЭФФИЦИЕНТЫ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ВЫПАРНОГО АППАРАТА

Коэффициенты a_1, c_1, d_1, f_1, e_1 уравнений (4.46) — (4.50) характеризуют инерционность выпарного аппарата соответственно по температуре пара в греющей камере, температурам поверхности нагрева, кипящей жидкости, концентрации и уровню. Остальные коэффициенты характеризуют статические свойства аппарата. Коэффициенты полученных уравнений определяются, в частности, теплофизическими параметрами пара, воды и раствора $i'', r, u, \rho', \rho'', c', \rho''', c'''$, а также зависят от коэффициентов теплоотдачи при конденсации и кипении жидкости α_1 и α_2 .

Возникает вопрос: можно ли использовать расчетные соотношения для α_1 и α_2 , полученные для стационарных режимов, при расчете переходных процессов в выпарных аппаратах? Если пренебречь нестационарностью температурного поля в пленке и термическим сопротивлением при переносе тепла от пара к пленке конденсата и от конденсата к поверхности, то при заданных физических параметрах жидкости α_1 определяется толщиной пленки конденсата δ :

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial \tau} = -\frac{\lambda}{\delta^2} \cdot \frac{\partial \delta}{\partial \tau} \quad (4.57)$$

С целью определения $\partial \delta / \partial \tau$ запишем уравнение сохранения массы пленки конденсата для одномерного течения [41]:

$$W_n = \frac{\partial \delta}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x} (w_x \delta) \quad (4.58)$$

где W_n — объемная скорость изменения агрегатного состояния вещества, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; w_x — скорость течения жидкости вдоль оси x .

Условие теплового взаимодействия на границе раздела фаз:

$$-\lambda' \left(\frac{\partial t'_n}{\partial n} \right)_{\text{гр}} = r W_n \rho' - \lambda'' \left(\frac{\partial t''_n}{\partial n} \right)_{\text{гр}} \quad (4.59)$$

где $\left(\frac{\partial t'_n}{\partial n} \right)_{\text{гр}}$ и $\left(\frac{\partial t''_n}{\partial n} \right)_{\text{гр}}$ — градиенты температуры на границе жидкости и пара.

Для пленки, движущейся ламинарно, можно принять линейное распределение температуры и следующие граничные условия:

$$t' = t_n \quad t'' = t_c \quad \left(\frac{\partial t'}{\partial n} \right)_{\text{гр}} = \frac{\Delta t}{\delta} \quad (4.60)$$

где t' , t'' — температуры пленки на границе с паром и поверхностью нагрева.

Градиент температуры в паре значительно меньше, чем в жидкости, поэтому в уравнении (4.59) им можно пренебречь.

Рассматривая совместно уравнения (4.57) — (4.60), получим уравнение

$$\frac{\partial \delta}{\partial \tau} = \frac{\lambda'}{r \rho'} \cdot \frac{\Delta t}{\delta} - w_x \frac{\partial \delta}{\partial x} \quad (4.61)$$

с помощью которого можно оценить порядок величины скорости изменения толщины пленки и, следовательно, порядок величины скорости изменения коэффициента теплоотдачи пара при пленочной конденсации.

На основе уравнения (4.61) получим соотношение для оценки (О) величины $\partial \alpha_1 / \partial \tau$:

$$\text{О} \left(\frac{\partial \delta}{\partial \tau} \right) = \frac{\lambda'}{r \rho'} \text{О} \left(\frac{\Delta t}{\delta_{\text{ср}}} \right) - \text{О}(w_x) \cdot \text{О} \left(\frac{\delta}{x} \right) - \text{О}(\delta_{\text{ср}}) \cdot \text{О} \left(\frac{w_x}{x} \right) \quad (4.62)$$

Порядок величин в уравнении (4.62) в системе СИ следующий:

$$\begin{aligned} \lambda' &\sim 10^0 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}); & \Delta t &\sim 10^1 \text{ К}; & r &\sim 10^4 \text{ Дж}/\text{кг}; \\ \rho' &\sim 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3; & \delta_{\text{ср}} &\sim 10^{-4} \text{ м}; & w_x &\sim 10^0 \text{ м}/\text{с}; \\ \frac{\delta}{x} &\sim 10^{-5} \text{ м}/\text{м}; & \frac{w_x}{x} &\sim 10^0 \text{ 1}/\text{с} \end{aligned} \quad (4.63)$$

Подставляя эти величины в уравнение (4.62), найдем, что $\text{О}(\partial \delta / \partial \tau) = 10^{-2}$ м/с. На основе соотношения (4.57) оценим порядок величины скорости изменения коэффициента теплоотдачи $\text{О}(\partial \alpha_1 / \partial \tau) = 10^6$ Вт/(\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{с})

Возможен другой подход к оценке величины $\partial \alpha_1 / \partial \tau$. На основе соотношения $\alpha = q / \Delta t$ имеем:

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial \tau} = \frac{\frac{\partial q}{\partial \tau} \Delta t - q \frac{\partial \Delta t}{\partial \tau}}{\Delta t^2} \quad (4.64)$$

Если принять, что температурный напор при конденсации изменяется скачком, то после возмущения Δt не изменяется, т. е. $\partial \Delta t / \partial \tau = 0$. При этом

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial \tau} = \frac{1}{\Delta t} \cdot \frac{\partial q}{\partial \tau} \quad (4.65)$$

При переносе тепла через пленку теплопроводностью

$$q = -\lambda' \frac{\partial t}{\partial y} \quad (4.66)$$

Подставляя соотношение (4.66) в (4.65), получим:

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial \tau} = -\frac{\lambda'}{\Delta t} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial y \cdot \partial \tau} \quad (4.67)$$

Для одномерной задачи запишем уравнение теплопроводности Фурье:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial y^2}$$

где a — коэффициент температуропроводности.

Рассматривая совместно уравнения (4.66) и (4.67), получим:

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial \tau} = -\frac{\lambda' a}{\Delta t} \cdot \frac{\partial^3 t}{\partial y^3} \quad (4.68)$$

На основе (4.68) оценим величину $\partial \alpha_1 / \partial \tau$:

$$O\left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial \tau}\right) \sim \frac{\lambda' a}{\Delta t} \cdot \frac{O(t)}{O(\delta^3)} \quad (4.69)$$

Порядок величин в уравнении (4.69) в системе СИ следующий:

$$\begin{aligned} \lambda' &\sim 10^0 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}; & a &\sim 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}; & \Delta t &\sim 10^1 \text{ К}; \\ t &\sim 10^2 \text{ }^\circ\text{C}; & \delta &\sim 10^{-4} \text{ м} \end{aligned} \quad (4.70)$$

Подставляя эти величины в уравнение (4.69), определим порядок величины скорости изменения коэффициента теплоотдачи: $O\left(\frac{\partial \alpha_1}{\partial \tau}\right) \sim 10^6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{с)}$.

Этот результат аналогичен полученному на основе соотношения (4.62). Следовательно, при нестационарных режимах α_1 изменяется с высокой скоростью, практически без запаздывания, соответственно изменению температурного режима.

Экспериментальные исследования переходных процессов в выпарных аппаратах [132—134] показывают, что скорость изменения теплового режима на несколько порядков ниже скорости изменения коэффициента теплоотдачи α_1 при нестационарных режимах. Поэтому при инженерных расчетах переходных процессов выпарных аппаратов можно пренебречь нестационарностью изменения коэффициента теплоотдачи при конденсации и рассчитывать α_1 по статическим зависимостям.

Для того чтобы выяснить возможность использования соотношений для α_2 , полученных при расчете стационарных режимов, для расчета динамики аппарата, следует оценить кинетические характеристики процесса кипения и сопоставить скорости их изменения со скоростями изменения режимных параметров выпарных установок.

В современных работах по теплообмену при кипении рассматриваются три основные стадии [135] процесса: образование пузырей; их рост на поверхности; рост и разрушение при движении. Длительность первых двух стадий можно оценить по данным прямых измерений времени от момента зарождения до полного отрыва пузырей, а также по частоте образования пузырей. Время с момента зарождения парового пузыря до полного отрыва его от поверхности нагрева составляет приблизительно 0,028 с [136], а частота образования пузырей составляет 10—80 с⁻¹ и более [41]. Частота стохастически зависит от диаметра пузырей. Эти данные свидетельствуют об относительно небольшой длительности процессов на первых двух стадиях.

В работах [137—141] выполнена оценка скорости роста пузырей на поверхности нагрева. Полученные результаты также свидетельствуют об относительно небольшой длительности первых стадий процесса кипения.

Экспериментальное изучение динамики разрушения паровых пузырей при практически скачкообразном увеличении давления кипящей жидкости показало [142], что длительность разрушения пузырей составляет доли секунды (длительность уменьшения пузырей воды от $D=3,5$ мм до $D=0,15$ мм составила 0,14 с, а пузырей этилового спирта от $D=3,3$ мм до $D=0,1$ мм — 0,17 с).

Процесс тепло- и массопереноса от жидкости к паровым пузырям развивается с относительно высокими скоростями. Специальное исследование нестационарных процессов кипения воды при атмосферном давлении [143] показало, что эти процессы развиваются с большой скоростью; постоянная времени изменения коэффициента теплоотдачи составила $(5-8)10^{-2}$ с. Исследования, проведенные в Московском энергетическом институте [45], также свидетельствуют о высоких скоростях изменения коэффициентов теплоотдачи при кипении жидкостей.

Таким образом, можно считать, что изменение теплового режима выпарного аппарата вследствие изменения материального и энергетического балансов [132—134] происходит со скоростями, значительно меньшими, чем скорости нестационарного изменения режимов кипения. Поэтому при расчете переходных процессов в выпарных аппаратах можно пренебречь нестационарностью изменения коэффициента теплоотдачи α_2 и рассчитывать его по статическим зависимостям. Подтверждением этого являются также теоретические и экспериментальные исследования Л. С. Шумской [124], в которых показано, что в испарителе нестационарность естественной циркуляции, определяющая ско-

рость изменения α_2 , практически не влияет на динамику давления в аппарате.

Коэффициент a_1 уравнения (4.46) можно представить в виде

$$a_1 = a_1' + a_1'' + 0,5c_n G_n \quad (4.71)$$

где

$$a_1' = (V_3 - V_2) \left[\rho'' \frac{\partial u_n}{\partial t_n} + (u_n - i') \frac{\partial \rho''}{\partial t_n} \right] \quad (4.72)$$

$$a_1'' = V_2 \rho' \left(c' + t_k \frac{\partial c'}{\partial t} \right) \quad (4.73)$$

Коэффициенты a_1' и a_1'' характеризуют тепловые емкости соответственно пара в греющей камере и пленки конденсата.

В работах [115, 116, 118] при выводе уравнения для пространства греющего пара тепловая емкость пленки конденсата не учитывалась, т. е. принималось $a_1'' = 0$. Рассмотрим, допустимо ли это.

Определим объем пленки конденсата на поверхности нагрева:

$$V_2 = \int_0^H \delta' l^* dx \quad (4.74)$$

где δ' — толщина пленки; l^* — смачиваемый средний периметр пленки конденсата.

При ламинарном движении пленки на вертикальной стенке, пренебрегая неизотермичностью конденсата (что обосновывается в работе [59]), толщину пленки можно вычислить по формуле Нуссельта. Подставляя ее в уравнение (4.74) и интегрируя, получим:

$$V_2 = \varepsilon^2 \sqrt{t_n - t_c} \quad (4.75)$$

$$\varepsilon = 0,8 l^* H^{1,25} \sqrt[4]{\frac{4\mu\lambda}{(\rho')^2 r}} \quad (4.76)$$

Для определения объема пленки с учетом образования волн на поверхности в соотношение (4.76) вводится поправочный множитель, равный 0,8. Для аппарата с трубчатой поверхностью нагрева $l^* = \pi d L$ (где L — число трубок). В случае когда отсутствуют данные по толщине пленки и методы для ее расчета, среднюю толщину пленки можно вычислить по формуле $\delta_{cp} = \lambda / \alpha_1$. Подставляя эти соотношения в уравнение (4.74), получим выражение для определения объема пленки конденсата в трубчатом аппарате при условии $\alpha_1 = \text{const}$:

$$V_2 = \int_0^H \frac{\lambda}{\alpha_1} \pi d L dx = \frac{\pi d L \lambda H}{\alpha_1} \quad (4.77)$$

С помощью уравнений (4.75) или (4.77) можно рассчитать объем ламинарной пленки конденсата для промышленных выпарных аппаратов [3].

По уравнениям (4.73) — (4.75) рассчитаны также зависимости a_1' , a_1'' , a_1 , a_1''/a_1' от температуры насыщения для случая, когда объем пленки конденсата составляет 0,66% от объема греющей камеры выпарного аппарата. Расчеты показали, что при температурах порядка 80—85 °С тепловая емкость пленки конденсата выше тепловой емкости пара в греющей камере, а при более высоких температурах соизмерима с ней. Следовательно, при расчете необходимо учитывать емкость пленки конденсата.

При колебаниях температуры пара в греющей камере в обычных для условий эксплуатации пределах (± 10 °С) изменение коэффициента a_1 не превышает $\pm 8\%$ от среднего значения (в интервале температур 40—160 °С) и, следовательно, при приближенных расчетах его можно принимать постоянным.

Коэффициент $a_2 = a_3$ вычисляется по формуле (4.16) и определяется в основном коэффициентом теплоотдачи при конденсации пара α_1 . При стационарном режиме пленочной конденсации чистого водяного пара на вертикальной стенке и ламинарном движении пленки коэффициент α_1 определяется формулой (3.27).

Расчеты по формуле (3.29в) показывают, что при изменении температурного напора в пределах $\pm 30\%$ от установившегося значения коэффициент α_1 изменяется на $\pm 9\%$, т. е. в первом приближении можно принять его постоянным и для повышения точности рассчитывать как среднее арифметическое значение в начальном и конечном установившихся состояниях. Следует отметить, что погрешность расчета температурного режима в выпарных аппаратах будет значительно меньше погрешности задания α_1 .

При перегреве пара на 50 °С отношение $\alpha_{п}/\alpha_{с} = 1,2$ (где $\alpha_{п}$ и $\alpha_{с}$ — коэффициенты теплоотдачи перегретого и насыщенного пара). В выпарных установках перегрев обычно значительно меньше 50 °С, и коэффициенты теплоотдачи определяют по формулам для насыщенного пара.

Коэффициент a_4 в уравнении (4.46) можно считать постоянным [3] при изменении температуры в пределах ± 20 °С (в интервале температур от 50 до 180 °С). При изменении тепловой нагрузки аппарата на 30% потери тепла в окружающую среду Q'_1 изменяются не более чем на 1% от количества тепла, передаваемого через поверхность нагрева, поэтому коэффициент a_5 также можно принимать постоянным.

Рассмотрим теперь коэффициенты уравнения (4.47). Коэффициент $c_1 = c_m G_3$ постоянен, а коэффициент $c_3 = a_2 = a_3$, и его надо рассчитывать так же, как $a_2 = a_3$. Коэффициент c_2 в соответствии с уравнением (4.21) равен $c_3 + c_4$, и для его анализа необходимо рассмотреть коэффициент c_4 , который при заданных поверхностях нагрева аппарата F_1'' , толщине слоя и теплопроводности накипи определяется коэффициентом теплоотдачи при кипении жидкости α_2 .

При кипении жидкостей и растворов коэффициент α_2 может быть определен по соотношению (3.46). Влияние скорости и дав-

ления жидкости на α_2 и температуры жидкости на коэффициент A_2 при изменении этих параметров в условиях эксплуатации незначительно. Коэффициент A_2 зависит также от концентрации раствора. Однако учитывая, что в выпарном аппарате постоянная времени изменения концентрации значительно больше постоянной времени изменения температурного режима [132, 134], можно при расчете нестационарных температурных режимов принимать, что α_2 практически не зависит от концентрации (т. е. $d\alpha_2/db=0$). При изменении плотности теплового потока аппарата на 30% от установившегося значения коэффициент теплоотдачи α_2 изменяется в пределах 12% ($n_1=0,6$), т. е. в пределах точности экспериментального определения α_2 . В дальнейшем рассматриваются переходные режимы при возмущениях порядка 30% от равновесного значения, при этом коэффициент α_2 принимается постоянным и рассчитывается как среднее арифметическое значение в начальном и конечном установившихся состояниях. Следует отметить, что погрешность расчета температурного режима будет значительно меньше погрешности задания α_2 .

Коэффициент c_4 зависит также от толщины слоя накипи, определяемой продолжительностью работы установки. Коэффициенты теплопередачи выпарных аппаратов значительно уменьша-

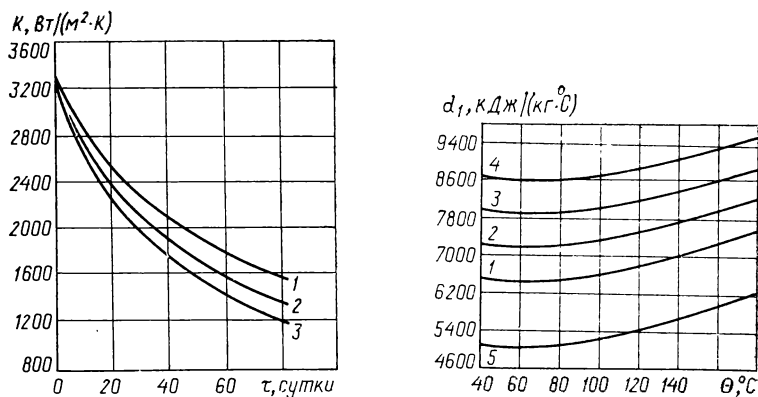


Рис. 4.4. Изменение коэффициента теплопередачи K выпарного аппарата во времени при кипении сахарного раствора ($b=20\%$) при разных значениях Δt , град:

1 — $\Delta t=10$; 2 — 15; 3 — 20.

Рис. 4.5. Зависимость коэффициента d_1 от температуры θ при разных изменениях уровня (в м):

1 — $\Delta h=0$; 2 — 0,1; 3 — 0,2; 4 — 0,3; 5 — минус 0,2.

ются вследствие образования накипи за время от нескольких часов до нескольких десятков суток (см. рис. 10.21). Это время значительно больше длительности изменения температурного режима аппарата, поэтому для небольших отрезков времени (меньше 1,5—2 ч) можно принимать коэффициенты теплопередачи постоянными.

На рис. 4.4. приведены графики изменения во времени коэффициента теплопередачи выпарного аппарата, полученные [3] при помощи аналоговой вычислительной машины на основе методики Г. Н. Костенко [6]. Из графиков видно, что условие $dK/d\tau=0$ можно принять для интервалов, меньших 24 ч. Аналогичный вывод можно сделать на основе работ В. Я. Ладиева [144].

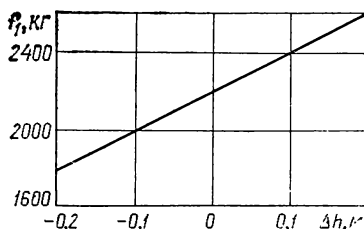


Рис. 4.6. Зависимость коэффициента f_1 от изменения уровня Δh .

Таким образом, при расчете в первом приближении все коэффициенты уравнения (4.47) можно считать постоянными.

Рассмотрим теперь коэффициенты уравнения (4.48). Коэффициент d_1 рассчитывается по формуле (4.33) при заданных конструктивных размерах аппаратов. На рис. 4.5 представлены графики зависимости этого коэффициента от температуры при различных уровнях, рассчитанные для аппарата с вынесенной поверхностью нагрева и принудительной циркуляцией [146]. Из графиков видно, что при изменении температуры кипения на $\pm 10^\circ\text{C}$ от исходного состояния коэффициент d_1 изменяется не более чем на $\pm 5\%$ и его можно считать постоянным в этом интервале температур.

При изменении уровня в аппарате d_1 может приниматься постоянным лишь при небольших отклонениях уровня от исходного равновесного состояния [3], в противном случае его необходимо рассматривать как линейную функцию уровня:

$$d_1 = d_{1,0} + k_d h \quad (4.78)$$

где

$$d_{1,0} = c_m \sum G + \rho'' c'' V_{\text{ж}0} + (V_0 - V_{\text{ж}0}) \left(\rho'' \frac{\partial u_1}{\partial t_1} + u_1 \frac{\partial \rho''}{\partial t_1} \right) \quad (4.79)$$

$$k_d = \left[\rho'' c'' - \left(\rho'' \frac{\partial u_1}{\partial t_1} + u_1 \frac{\partial \rho''}{\partial t_1} \right) \right]$$

Коэффициенты $d_3 = c_4$ и $d_4 = i_1''$ — величины практически постоянные, а коэффициенты $d_2 = d_3 + S_1 c'''$ и $d_5 = S_0 c_0 \theta_0 - Q_1''$ тоже могут рассматриваться как постоянные, поскольку изменение c''' и Q_1'' в переходном режиме незначительно (если расходы жидкости S_0 и S_1 и температура на входе θ_0 — независимые переменные).

На рис. 4.6 представлена зависимость коэффициента f_1 уравнения (4.49) от уровня в аппарате с вынесенной поверхностью нагрева и принудительной циркуляцией. Из графиков видно, что

при изменении уровня на 0,1 м коэффициент f_1 изменяется на 9,2%. Следовательно, он может приближенно приниматься постоянным лишь при небольших изменениях уровня.

Коэффициент e_1 в уравнении (4.50) для данного аппарата определяется плотностью жидкости и может приниматься постоянным, так как при нормальном изменении концентрации и температуры жидкости в аппаратах МВУ плотность изменяется незначительно.

Систему уравнений (4.46)—(4.50) можно преобразовать:

$$T_1 \frac{dt_n}{d\tau} + t_n = t_c + a_4' (D_1 - D_1') + a_5' \quad (4.80)$$

$$T_2 \frac{dt_c}{d\tau} + t_c = c_3' t_n + c_4' \theta \quad (4.81)$$

$$T_3 \frac{d\theta}{d\tau} + \theta = d_3' t_c - d_4' W + d_5' \quad (4.82)$$

$$T_4 \frac{db}{d\tau} + b = f b_0 \quad (4.83)$$

$$T_5 \frac{dh}{d\tau} = S_0 - S_1 - W_1 \quad (4.84)$$

где

$$T_1 = \frac{a_1}{a_2} \quad T_2 = \frac{c_1}{c_2} \quad T_3 = \frac{d_1}{d_2} \quad T_4 = \frac{f_1}{S_0 - W}$$

$$a_4' = \frac{a_4}{a_2} \quad a_5' = \frac{a_5}{a_2} \quad c_3' = \frac{c_3}{c_2} \quad c_4' = \frac{c_4}{c_2}$$

$$a_3' = \frac{d_3}{d_2} \quad d_4' = \frac{d_4}{d_2} \quad d_5' = \frac{d_5}{d_2} \quad f_2 = \frac{S_0}{S_0 - W} \quad T_5 = e_1$$

Коэффициенты T_1 — T_4 имеют размерность времени и являются постоянными времени выпарного аппарата по температурам греющего пара, поверхности нагрева, кипящей жидкости и концентрации. Эти коэффициенты при заданной поверхности нагрева и термических сопротивлениях определяются объемом и физическими параметрами пара, металла и жидкости. С увеличением объемов греющей камеры, парожидкостного пространства, металла корпуса увеличиваются соответствующие постоянные времени и, следовательно, увеличивается критерий регулируемости [3], т. е. облегчается управление аппаратом. Однако увеличение объемов ограничивается габаритами аппарата, расходом материалов и увеличением времени пребывания продукта в аппарате (последнее имеет существенное значение при выпаривании термически неустойчивых жидкостей).

Уменьшение постоянных времени может быть достигнуто путем снижения объемов парожидкостного пространства, греющей камеры, элементов днищ, толщины стенки поверхности нагрева, понижением уровня жидкости, а также переходом на выпаривание в пленке. В пленочных аппаратах переходные процессы раз-

виваются с большими скоростями. Для этих аппаратов величина T_3 соизмерима с T_1 и T_2 .

В табл. 3 приведены значения постоянных времени $T_1—T_4$ для выпарных аппаратов различных конструкций. Видно, что постоянные времена выпарных аппаратов по концентрации T_4 существенно выше постоянных времени T_1, T_2, T_3 , характеризую-

ТАБЛИЦА 3

Постоянные времена выпарных аппаратов различных типов

Тип аппарата	Поверхность нагрева, м ²	Постоянные времена, с			
		T_1	T_2	T_3	T_4
Горизонтальный с принудительной циркуляцией и встроенной поверхностью нагрева [145, 146]	41,2	0,28	0,51	10,0	1290
Вертикальный с кольцевой поверхностью нагрева и мешалкой [145, 146]	16,0	0,83	1,4	40,5	4100
Вертикальный с естественной циркуляцией и вынесенной поверхностью нагрева [146]	63,0	1,14	0,44	11,2	1600
Вертикальный с принудительной циркуляцией и вынесенной поверхностью нагрева [146]	65,0	0,93	0,6	30,5	5300
Вертикальный с естественной циркуляцией и встроенной поверхностью нагрева [146]	1000,0	0,43	0,51	9,24	924
Вертикальный с естественной циркуляцией и вынесенной зоной испарения [147]	2700,0	0,85	0,89	69,15	1090

щих переходные процессы по температурам. Величины T_1, T_2 во многих случаях приблизительно на порядок меньше, чем T_3 , однако для пленочных аппаратов они соизмеримы.

Коэффициенты a_4 и d'_4 определяются параметрами греющего и вторичного пара, а коэффициенты c'_3, c'_4, d'_3 зависят от коэффициентов теплоотдачи α_1, α_2 , термического сопротивления стенки и накипи. С увеличением α_1 и α_2 коэффициенты c_3, c_4, d'_4 увеличиваются, а с увеличением толщины стенки поверхности нагрева уменьшаются. Таким образом, полученные соотношения для коэффициентов уравнений (4.46)—(4.50) позволяют оценивать влияние на эти коэффициенты различных режимных и конструктивных параметров выпарных аппаратов.

4.4. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ КОНДЕНСАТОРОВ СМЕШЕНИЯ

Выпарные установки химической, пищевой и других отраслей промышленности зачастую работают совместно с конденсаторами смешения. Процессы в выпарной установке и в конденсаторе смешения взаимосвязаны, поэтому при изучении статике и динамики выпарных установок необходимо систему уравнений, опи-

сывающих процессы в них, дополнить уравнениями конденсатора смешения.

Имеются работы по изучению стационарных процессов в конденсаторах смешения и методам их расчета [41, 42, 84, 85, 148—153]. Разработана динамическая модель деаэратора питательной воды энергетической установки [154], процессы в котором в определенной степени аналогичны процессам в конденсаторе смешения. В работе [155] приводится уравнение конденсатора смешения по температуре охлаждающей воды, коэффициенты которого определены статистическим методом на основе обработки данных нормальной эксплуатации (уравнение для уровня составлено на основе закона сохранения массы). Коэффициенты приведенного уравнения можно определить лишь экспериментально, поэтому данный метод можно использовать только для действующих объектов.

В работе [156], проведенной на основе более ранних исследований [157, 158], рассмотрена при ряде упрощений система уравнений динамики контактных аппаратов типа газ (пар) — жидкость.

Система уравнений одной ступени конденсатора смешения. В промышленности используются конденсаторы различных конструкций: прямоточные и противоточные, однокаскадные и многокаскадные, полочные и с распылением жидкости при помощи форсунок, барометрические и полубарометрические и др. Несмотря на большое разнообразие схем и конструкций конденсаторов, при составлении их математического описания одну ступень конденсатора можно рассматривать состоящей из следующих основных звеньев: 1) паровоздушное пространство; 2) жидкость на полках и в струях; 3) металл корпуса и полок.

Паровое пространство можно рассматривать как две параллельные емкости пара и воздуха, поскольку парциальное давление пара p_n и парциальное давление воздуха p_v являются независимыми составляющими полного давления смеси p . Кроме того, имеются емкости воды на полках, в струях и стояке. Количество жидкости на полках и в струях зависит от расхода жидкости и конструктивных размеров конденсатора. Количество жидкости в стояке полубарометрического конденсатора зависит от притока и стока жидкости, а барометрического — от разности давлений в конденсаторе и окружающей среде. Тепло конденсации пара отводится охлаждающей водой и может аккумулироваться во всех указанных звеньях, включая массу металла конденсатора. Процессы тепло- и массообмена во всех звеньях объекта взаимосвязаны, поэтому систему уравнений, описывающую процессы в каждом звене, необходимо рассматривать совместно.

При выводе системы уравнений ступени конденсатора принимают следующие допущения: 1) ряд звеньев объекта — сосредоточенные емкости (температура пара, металла и давление в конденсаторе); 2) пар в конденсаторе — сухой насыщенный; 3) температуры пара и неконденсирующихся газов равны; 4) состав

неконденсирующихся газов близок к составу воздуха; 5) физические параметры жидкости и металла не зависят от температуры и давления.

Давление в ступени конденсатора равно сумме парциальных давлений пара и воздуха: $p = p_{\text{п}} + p_{\text{в}}$. Используя это соотношение и уравнение Клапейрона — Менделеева

$$p_{\text{в}} = R_{\text{в}} T_{\text{п}} \varepsilon \rho'' \quad (4.85)$$

получим

$$p = p_{\text{п}} + R_{\text{в}} T_{\text{п}} \varepsilon \rho'' \quad (4.86)$$

где $R_{\text{в}}$ — газовая постоянная воздуха; $T_{\text{п}}$ — температура пара; $\varepsilon = G_{\text{в}}/G_{\text{п}}$ — отношение массы воздуха и пара в конденсаторе.

Уравнение (4.86) справедливо для установившегося режима работы конденсатора. Однако, учитывая большую скорость распространения давления в аппарате, его можно использовать для определения давления в переходном режиме. Дифференцируя уравнение (4.86) по времени и учитывая, что $dT_{\text{п}}/d\tau = dt_{\text{к}}''/d\tau$, получим зависимость для скорости изменения давления в ступени конденсатора:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{dp_{\text{п}}}{d\tau} + R_{\text{в}} \left[T_{\text{п}} \left(\varepsilon \frac{d\rho''}{d\tau} + \rho'' \frac{d\varepsilon}{d\tau} \right) + \varepsilon \rho'' \frac{dt_{\text{к}}''}{d\tau} \right] \quad (4.87)$$

Рассматривая совместно уравнения (2.10), (4.16) и (4.87), получим:

$$\frac{dp}{d\tau} = \left[1 + R_{\text{в}} \varepsilon \left(T_{\text{п}} \frac{\partial \rho''}{\partial p_{\text{п}}} + \rho'' \frac{\partial t_{\text{к}}''}{\partial p_{\text{п}}} \right) \right] \frac{dp_{\text{п}}}{d\tau} + R_{\text{в}} T_{\text{п}} \rho'' \frac{d\varepsilon}{d\tau} \quad (4.88)$$

и

$$\frac{dp}{d\tau} = \left[\frac{\partial p_{\text{п}}}{\partial t_{\text{к}}''} + R_{\text{в}} \varepsilon \left(T_{\text{п}} \frac{\partial \rho''}{\partial t_{\text{к}}''} + \rho'' \right) \right] \frac{dt_{\text{к}}''}{d\tau} + R_{\text{в}} T_{\text{п}} \rho'' \frac{d\varepsilon}{d\tau} \quad (4.89)$$

Величины $dp_{\text{п}}/d\tau$ и $dt_{\text{к}}''/d\tau$ в соотношениях (4.88) и (4.89) определим на основе уравнения энергетического баланса конденсатора:

$$\frac{dU}{d\tau} = \Delta Q = W i_0'' + D_{\text{ж}} i_{\text{ж}} + D_{\text{в}} i_{\text{в}} - W_1 i_1'' - W' i_{\text{ж}1} - D_{\text{ж}1} i_{\text{ж}1} - D_{\text{в}1} i_{\text{в}1} - Q_{\text{п}} \quad (4.90)$$

где

$$U = G_{\text{п}} u_{\text{п}} + G_{\text{ж}} \bar{c}'_{\text{ж}} \bar{t}_{\text{ж}} + G_{\text{в}} u_{\text{в}} + G_{\text{м}} \bar{c}_{\text{м}} \bar{t}_{\text{м}} \quad (4.91)$$

$$G_{\text{п}} = V_{\text{п}} \rho'' = (V_0 - V_{\text{ж}}) \rho'' \quad (4.92)$$

$$G_{\text{в}} = V_{\text{в}} \rho_{\text{в}} = (V_0 - V_{\text{ж}}) \rho'' \quad (4.93)$$

$$G_{\text{ж}} = V_{\text{ж}} \rho' \quad (4.94)$$

$$G_{\text{м}} = V_{\text{м}} \rho_{\text{м}} \quad (4.95)$$

В этих уравнениях i_0'' , i_1'' , $i_{\text{ж}}$, $i_{\text{ж}1}$, $i_{\text{в}}$, $i_{\text{в}1}$ — энтальпии пара, жидкости и воздуха соответственно на входе и выходе ступени; $D_{\text{ж}}$, $D_{\text{ж}1}$ — расходы жидкости на входе и выходе ступени; $D_{\text{в}}$, $D_{\text{в}1}$ — расходы не конденсирующихся газов на входе и выходе ступени; W , W' , W_1 — расходы соответственно пара, поступающе-

го в ступень конденсатора, конденсата и пара на выходе ступени; $u_{\text{п}}$, $u_{\text{в}}$ — внутренние энергии пара и воздуха в ступени конденсатора; $G_{\text{ж}}$, $\bar{G}_{\text{п}}$, $G_{\text{в}}$, $G_{\text{м}}$ — массы жидкости, пара, воздуха и металла в ступени конденсатора; $\bar{t}_{\text{ж}}$, $\bar{t}_{\text{м}}$ — средние температуры жидкости и металла ступени конденсатора; $Q_{\text{п}}$ — потери тепла в окружающую среду; $V_{\text{ж}}$, $V_{\text{п}}$, $V_{\text{в}}$, $V_{\text{м}}$, V_0 — объемы соответственно жидкости, пара, воздуха, металла и внутренний объем конденсатора.

Рассматривая совместно уравнение (4.90) — (4.95), получим:

$$\begin{aligned} & (V_0 - V_{\text{ж}}) (u_{\text{п}} + u_{\text{в}} \varepsilon) \frac{d\rho''}{d\tau} + (c' \bar{t}_{\text{ж}} \rho' - u_{\text{п}} \rho'' - u_{\text{в}} \varepsilon \rho'') \frac{dV_{\text{ж}}}{d\tau} + \\ & + (V_0 - V_{\text{ж}}) \rho'' \left(\frac{du_{\text{п}}}{d\tau} + u_{\text{в}} \frac{d\varepsilon}{d\tau} + \varepsilon \frac{du_{\text{в}}}{d\tau} \right) + c' V_{\text{ж}} \rho' \frac{d\bar{t}_{\text{ж}}}{d\tau} + c_{\text{м}} \rho_{\text{м}} V_{\text{м}} \frac{d\bar{t}_{\text{м}}}{d\tau} = \\ & = D_{\text{ж}} i_{\text{ж}} + W i_0'' + D_{\text{в}} i_{\text{в}} - D_{\text{ж}} i_{\text{ж}1} - W_1 i_1'' - W' i_{\text{ж}1} - D_{\text{в}1} i_{\text{в}1} - Q_{\text{п}} \quad (4.96) \end{aligned}$$

В уравнении (4.96) содержится величина W' , которую можно исключить, применив уравнение материального баланса:

$$\frac{dG_{\text{п}}}{d\tau} = (V_0 - V_{\text{ж}}) \frac{d\rho''}{d\tau} - \rho'' \frac{dV_{\text{ж}}}{d\tau} = W - W_1 - W' + W_{\text{нк}} \quad (4.97)$$

где $W_{\text{нк}}$ — расход жидкости или пара, изменяющих агрегатное состояние при изменении давления в ступени конденсатора [154]. При увеличении давления

$$W_{\text{нк}} = - \frac{(V_0 - V_{\text{ж}})}{r} \left(\rho'' \frac{\partial i''}{\partial p_{\text{п}}} + i_1'' \frac{\partial \rho''}{\partial p_{\text{п}}} \right) \frac{dp_{\text{п}}}{d\tau} \quad (4.98)$$

а при уменьшении давления

$$W_{\text{нк}} = \frac{f_{\text{ст}}}{r} \frac{d}{d\tau} \left[\left(\frac{\Delta p}{2} \cdot \frac{\partial i'}{\partial p_{\text{п}}} - \Delta i_{\text{нед}} \right) \Delta p \right] \quad (4.99)$$

где Δp — изменение давления; $\Delta i_{\text{нед}}$ — недогрев воды до температуры испарения; $f_{\text{ст}}$ — площадь сечения конденсатора.

В уравнение (4.96) входят величины $du_{\text{п}}/d\tau$, $du_{\text{в}}/d\tau$, $u_{\text{п}}$, $d\varepsilon/d\tau$. Для определения $du_{\text{п}}/d\tau$ воспользуемся соотношением (2.10), а для определения $du_{\text{в}}/d\tau$ соотношением

$$\frac{du_{\text{в}}}{d\tau} = \frac{\partial u_{\text{п}}}{\partial p_{\text{п}}} \cdot \frac{dp_{\text{п}}}{d\tau} = \frac{\partial u_{\text{в}}}{\partial t_{\text{в}}} \cdot \frac{dt_{\text{в}}}{d\tau} = \frac{\partial u_{\text{в}}}{\partial t_{\text{к}}} \cdot \frac{dt_{\text{к}}''}{d\tau} \quad (4.100)$$

Величину $d\varepsilon/d\tau$ в уравнениях (4.87) и (4.89) определим из уравнения материального баланса для неконденсирующихся газов, используя соотношение (2.10):

$$\frac{d\varepsilon}{d\tau} = \frac{\varepsilon}{V_0 - V_{\text{ж}}} \cdot \frac{dV_{\text{ж}}}{d\tau} - \frac{\varepsilon}{\rho''} \cdot \frac{\partial \rho''}{\partial t_{\text{к}}} \cdot \frac{dt_{\text{к}}''}{d\tau} + \frac{D_{\text{в}} - D_{\text{в}1}}{(V_0 - V_{\text{ж}}) \rho''} \quad (4.101)$$

Далее находим

$$\frac{dV_{\text{ж}}}{d\tau} = D_{\text{ж}} - D_{\text{ж}1} - W_{\text{нк}} \quad (4.102)$$

Объем жидкости в ступени конденсатора равен

$$V_{\text{ж}} = V_{\text{ж}'} + V_{\text{ж}''} + V_{\text{нк}} \quad (4.103)$$

где $V_{\text{ж}'}$, $V_{\text{ж}''}$ — объемы жидкости на полке и в струях; $V_{\text{нк}}$ — изменение объема жидкости при изменении давления в ступени (самоиспарение жидкости или конденсация пара). При увеличении давления происходит конденсация пара, при этом

$$V_{\text{нк}} = \frac{(V_0 - V_{\text{ж}0})(\rho''i_1'' - \rho_0''i_0'')}{r\rho'} \quad (4.104)$$

где $V_{\text{ж}0}$ — объем жидкости до возмущения.

При уменьшении давления происходит самоиспарение жидкости, при этом

$$V_{\text{нк}} = \frac{f_{\text{ст}}\Delta p}{r\rho'} \left(\frac{\Delta p}{2} \cdot \frac{\partial i_{\text{ж}}}{\partial p} - \Delta i_{\text{нед}} \right) \quad (4.105)$$

Объем жидкости на полке $V_{\text{ж}'}$ равен

$$V_{\text{ж}'} = F_{\text{п}}h_{\text{п}} = F_{\text{п}} \left(\frac{2,38D_{\text{ж}}}{b\rho' \sqrt{2g}} \right) \quad (4.106)$$

где $F_{\text{п}}$, b — площадь полки и периметр слива; $h_{\text{п}}$ — высота слоя воды на полке, определяемая по уравнению водослива [55].

Объем жидкости в струях равен расходу жидкости, умноженному на время движения струи:

$$V_{\text{ж}''} = \frac{D_{\text{ж}}}{\rho'} \tau = \frac{D_{\text{ж}}}{\rho'} \sqrt{\frac{2H}{g}} \quad (4.107)$$

где H — высота струи.

На основе уравнений (4.103), (4.106), (4.107) определим объем жидкости в ступени в стационарном режиме:

$$V_{\text{ж}} = F_{\text{п}} \left(\frac{2,38D_{\text{ж}}}{\rho'b \sqrt{2g}} \right)^{0,67} + \frac{D_{\text{ж}}}{\rho'} \sqrt{\frac{2H}{g}} - V_{\text{нк}} \quad (4.108)$$

При условии, что расходы жидкости на входе и выходе ступени являются независимыми переменными, можно определить объем жидкости в ступени в переходном режиме:

$$V_{\text{ж}} = V_{\text{ж}0} + \frac{D_{\text{ж}} - D_{\text{ж}1}}{\rho'} \tau + V_{\text{нк}} \quad (4.109)$$

Учитывая соотношение (4.109), получим:

$$V_{\text{ж}} = F_{\text{п}} \left(\frac{2,38 \cdot D_{\text{ж}0}}{b\rho' \sqrt{2g}} \right)^{0,67} + \frac{D_{\text{ж}0}}{\rho'} \sqrt{\frac{2H}{g}} + \frac{D_{\text{ж}} - D_{\text{ж}1}}{\rho'} \tau + V_{\text{нк}} \quad (4.110)$$

где $D_{\text{ж}0}$ — расход жидкости до возмущения.

Далее в уравнении (4.96) определим величину $dt_{\text{м}}/d\tau$ на основе соотношения:

$$a_1 \frac{dt_{\text{м}}}{d\tau} = -a_2 t_{\text{м}} + a_3 t_{\text{к}}'' + a_4 \quad (4.111)$$

где

$$\begin{aligned} a_1 &= c_M \rho_M V_M & a_2 &= (\alpha_1^* + \alpha_2) F_M \\ a_3 &= \alpha_1^* F_M & a_4 &= \alpha_2^* F_M \theta_0 \end{aligned}$$

В этих соотношениях α_1^* , α_2^* — коэффициенты теплоотдачи от пара к корпусу и от корпуса к окружающей среде; F_M — поверхность корпуса ступени конденсатора; θ_0 — температура окружающей среды.

Скорость изменения средней температуры жидкости в ступени конденсатора $d\bar{t}_{ж}/d\tau$ можно определить из уравнения энергетического баланса:

$$c' V_{ж\rho'} \frac{d\bar{t}_{ж}}{d\tau} + c'\rho' t_{ж} \frac{dV_{ж}}{d\tau} = \alpha F_{ж} (t_{к''} - \bar{t}_{ж}) - D_{жс}' (t_{ж1} - t_{ж}) \quad (4.112)$$

где $t_{ж}$, $t_{ж1}$ — температура жидкости на входе и выходе ступени. С учетом соотношения (4.110) получим:

$$a_5 \frac{d\bar{t}_{ж}}{d\tau} = -a_6 \bar{t}_{ж} + a_7 t_{к''} - D_{жс}' t_{ж1} + D_{жс}' t_{ж} \quad (4.113)$$

где

$$\begin{aligned} a_5 &= c'\rho' \left[F_{\Pi} \left(\frac{2,38 D_{ж0}}{b\rho' \sqrt{2g}} \right)^{0,67} + \frac{D_{ж0}}{\rho'} \sqrt{\frac{2H}{g}} + \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho'} \tau + V_{нк} \right] \\ a_6 &= \alpha F_{ж} + (D_{ж} - D_{ж1} - W_{нк}) c'; & a_7 &= \alpha F_{ж} \end{aligned}$$

В этих уравнениях α — коэффициент теплоотдачи от паровоздушной смеси к охлаждающей жидкости; $F_{ж}$ — поверхность конденсации.

Рассматривая совместно уравнения (4.96), (4.101), (4.102), (4.110) и (4.113) при условии, что теплоемкости жидкости и воздуха в пределах температур 20—100 °С приняты постоянными, получим:

$$(a_8 - a_9 \tau) \frac{dt_{к''}}{d\tau} = -a_{10} t_{к''} + a_{11} \bar{t}_{ж} + a_{12} t_{ж1} + a_2 t_M + a_{13} \quad (4.114)$$

где

$$\begin{aligned} a_8 &= \left[V_0 - F_{\Pi} \left(\frac{2,38 D_{ж0}}{b\rho' \sqrt{2g}} \right)^{0,67} - \frac{D_{ж0}}{\rho'} \sqrt{\frac{2H}{g}} - V_{нк} \right] \times \\ &\quad \times \left[\rho'' \left(\frac{\partial u_{\Pi}}{\partial t_{к''}} + \varepsilon \frac{\partial u_b}{\partial t_{к''}} \right) + (u_{\Pi} - c' t_{ж1}) \frac{\partial \rho''}{\partial t_{к''}} \right] \\ a_9 &= \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho} \left[\rho'' \left(\frac{\partial u_{\Pi}}{\partial t_{к''}} + \varepsilon \frac{\partial u_b}{\partial t_{к''}} \right) + (u_{\Pi} + c' t_{ж1}) \frac{\partial \rho''}{\partial t_{к''}} \right] \\ a_{10} &= \alpha F_{ж} + \alpha_1 F_M + D_{в1} c_{в1} & a_{11} &= \alpha F_{ж} \\ a_{12} &= \frac{(D_{ж} - D_{ж1}) (\rho' - \rho'') c' + W_{нк} \rho' c'}{\rho'} & (W - W_1) \\ a_{13} &= \frac{D_{ж} - D_{ж1} - W_{нк}}{\rho'} \rho'' u_{\Pi} - u_b (D_b - D_{в1}) - \\ &\quad - \alpha_2^* F_M \theta_0 + W_{i0}'' - W_{i1}'' + D_{вс} t_b - W_{нк} i_1'' - Q_{\Pi} \end{aligned}$$

Рассматривая совместно уравнения (4.114) и (4.101), получим уравнение динамики изменения концентрации неконденсирующихся газов:

$$\frac{a_{14} - a_{15}\tau}{\varepsilon} \cdot \frac{d\varepsilon}{d\tau} = \frac{a_{16}}{\varepsilon} + a_{10}t_k'' - a_{11}t_{ж}' - a_{12}t_{ж1} - a_2t_m - a_{17} \quad (4.115)$$

где

$$\begin{aligned} a_{14} &= \frac{a_7\rho''}{\partial\rho''/\partial t''} & a_{15} &= \frac{a_8\rho''}{\partial\rho''/\partial t''} \\ a_{16} &= a_{16}'(D_B - D_{B1}) & a_{17} &= a_{13} - a_{17}' \\ a_{16}' &= \frac{\rho'' \left(\frac{\partial u_{\Pi}}{\partial t_k''} + \varepsilon \frac{\partial u_B}{\partial t_k''} \right) + (u_{\Pi} - c't_{ж1}) \frac{\partial\rho''}{\partial t_k''}}{\partial\rho''/\partial t_k''} \\ a_{17}' &= a_{16}' \frac{D_{ж} - D_{ж1} - W_{нк}}{\rho'} \rho'' \end{aligned}$$

Далее, подставляя соотношения (4.114) и (4.115) в уравнение (4.89), получим:

$$(a_{18} - a_{19}\tau) \frac{dp}{d\tau} = -a_{10}t_k'' + a_{20}\varepsilon + a_{11}\bar{t}_{ж} + a_{12}t_{ж1} + a_2t_m + a_{21} \quad (4.116)$$

где

$$\begin{aligned} a_{18} &= \frac{a_8}{a_{22}} & a_{19} &= \frac{a_9}{a_{22}} & a_{20} &= \frac{a_{23}}{a_{22}} & a_{21} &= a_{13} + \frac{a_{23}'}{a_{22}} \\ a_{22} &= \frac{\partial\rho_{\Pi}}{\partial t_k''} + R_B\varepsilon\rho'' & a_{23} &= R_B T_{\Pi} \frac{\partial\rho''}{\partial t_k''} a_{17} & a_{23}' &= R_B T_{\Pi} \frac{\partial\rho''}{\partial t_k''} a_{16} \end{aligned}$$

Уравнения (4.111), (4.112), (4.114), (4.115) и (4.116) составляют систему, содержащую переменные, определяющие установившиеся и переходные режимы ступени конденсатора смешения. Коэффициенты теплоотдачи при контактной конденсации водяного пара, необходимые для определения коэффициентов указанных уравнений, могут оцениваться на основе известных соотношений [42, 82—85, 150—153].

Для практических расчетов с достаточной степенью точности можно принять допущение [116, 124] $t_m = t_k'' - \psi$, где ψ — постоянная величина.

Выполнен анализ зависимостей для коэффициентов уравнений конденсатора с целью определения влияния на них переменных p , t_k'' , ε , $t_{ж}$ и оценки возможности упрощения расчетных соотношений. Показано [156—158], что некоторые коэффициенты можно принять постоянными либо аппроксимировать линейными функциями. При этом систему уравнений конденсатора при условии, что средняя температура жидкости в ступени равна средней арифметической температуре жидкости на входе и выходе, мож-

но представить в виде:

$$\frac{l_1 + l_2 t_K''}{(m_5 + n_5 t_K'')(1 + 0,04\varepsilon)} \cdot \frac{dp}{d\tau} =$$

$$= -b_3' t_K'' + \frac{(l_{13} + l_{13}' t_K'') \varepsilon + l_{14} + l_{14}' t_K''}{(m_5 + n_5 t_K'')(1 + 0,04\varepsilon)} + l_{15} t_{Ж1} + l_{16} t_{Ж} + b_6' \quad (4.117)$$

$$(l_1 + l_2 t_K'') \frac{dt_K''}{d\tau} = -b_3' t_K'' + l_{15} t_{Ж1} + l_{16} t_{Ж} + b_6' \quad (4.118)$$

$$\frac{l_3 + l_4 t_K''}{\varepsilon} \cdot \frac{d\varepsilon}{d\tau} = \frac{l_7 + l_8 t_K''}{\varepsilon} + l_{17} t_K'' - l_{15} t_{Ж1} - l_{16} t_{Ж} + l_{18} \quad (4.119)$$

$$l_{18} \frac{dt_{Ж1}}{d\tau} = -l_{20} t_{Ж1} + a_7 t_K'' + l_{21} t_{Ж} \quad (4.120)$$

где

$$l_1 = c_3 m_1 + c_M \rho_M V_M; \quad l_2 = c_3 n_1$$

$$c_3 = V_0 - F_{\Pi i} \left(\frac{2,38}{b_i \sqrt{2g}} \right)^{0,67} \left[\left(\frac{D_{Ж}}{\rho'} \right)^{0,67} + \left(\frac{\Delta D_{Ж}}{\rho'} \right)^{0,67} \right] -$$

$$- \sqrt{\frac{2H_i}{g}} \left(\frac{D_{Ж0} + \Delta D_{Ж}}{\rho'} \right)$$

$$l_3 = c_3 m_2 + 13,5 c_M \rho_M V_M; \quad l_4 = c_3 n_2 + 0,16 c_M \rho_M V_M$$

$$b_3' = \frac{n_3}{\rho'} (D_{Ж} - D_{Ж1}) - 0,72 (D_B - D_{B1}) + b_3$$

$$b_6' = \frac{m_3}{\rho'} (D_{Ж} - D_{Ж1}) + i_1'' (W - W_1) - 195 (D_B - D_{B1}) + D_B c_B t_B - Q_{\Pi}$$

$$l_7 = \left(m + \frac{m_4 c_M \rho_M V_M}{c_3} \right) (D_B - D_{B1})$$

$$l_8 = \frac{n_4 c_M \rho_M V_M}{c_3} (D_B - D_{B1})$$

$$l_{13}' = \frac{D_{Ж} - D_{Ж1}}{\rho'} \left(\frac{c_M \rho_M V_M n_6}{c_3} + n_7 \right)$$

$$l_{13} = \frac{(D_{Ж} - D_{Ж1})}{\rho'} \left(\frac{c_M \rho_M V_M m_6}{c_3} + m_7 \right)$$

$$l_{14} = (D_B - D_{B1}) (78,5 c_M \rho_M V_M + m_6)$$

$$l_{14}' = (D_B - D_{B1}) (0,29 c_M \rho_M V_M + n_6)$$

$$l_{15} = 0,5 \alpha F_{Ж} + (D_{Ж} - D_{Ж1}) c' - (W - W_1) c'$$

$$l_{16} = 0,5 \alpha F_{Ж}; \quad l_{17} = \frac{n_3 + l_6}{\rho'} (D_{Ж} - D_{Ж1}) - 0,72 (D_B - D_{B1}) + \alpha F_{Ж}$$

$$l_{18} = \frac{l_5 - m_3}{\rho'} (D_{Ж} - D_{Ж1}) - i_1'' (W - W_1) + 195 (D_B - D_{B1}) - D_B c_B t_B + Q_{\Pi}$$

$$l_{19} = 0,5 c' \rho' \left\{ F_{\Pi i} \left(\frac{2,38}{b_i \sqrt{2g}} \right)^{0,67} \left[\left(\frac{D_{Ж0}}{\rho'} \right)^{0,67} + \right. \right.$$

$$\left. \left. + \left(\frac{\Delta D_{Ж}}{\rho'} \right)^{0,67} \right] + \sqrt{\frac{2H_i}{g}} \left(\frac{D_{Ж0} + \Delta D_{Ж}}{\rho'} \right) \right\}$$

$$l_{20} = D_{ж}c' + 0,5 [\alpha F_{ж} + (D_{ж} - D_{ж1})c']$$

$$l_{21} = D_{ж}c' - 0,5 [\alpha F_{ж} + (D_{ж} - D_{ж1})c']$$

Величины m и n в этих соотношениях определены для различных интервалов температур путем линейной аппроксимации ряда коэффициентов уравнений конденсатора.

На основе полученной системы уравнений возможно изучение установившихся и переходных режимов в конденсаторе по давлению, температуре пара и жидкости, концентрации газов при различных воздействиях, а также оценка влияния на эти режимы конструктивных и режимных параметров.

Системы уравнений каскадного конденсатора смешения. Промышленные конденсаторы смешения обычно состоят из нескольких ступеней. Параметры паровоздушной смеси и жидкости на выходе предыдущей ступени равны параметрам на входе в следующую ступень. Чтобы составить полную систему уравнений конденсатора, необходимо уравнения ступеней дополнить уравнениями связей смежных ступеней.

Для прямоточного конденсатора с n ступенями можно на основании уравнений (4.117) — (4.120) записать следующие соотношения. Для первой ступени по ходу жидкости:

$$\begin{aligned} & \frac{l_1 + l_2 t_{1к}''}{(m_5 + n_5 t_{1к}'')(1 + 0,04\varepsilon_1)} \cdot \frac{dp_1}{d\tau} = \\ & = -b_3 t_{1к}'' + \frac{(l_{13} + l_{13}' t_{1к}'')\varepsilon_1 + l_{14} + l_{14}' t_{1к}''}{(m_5 + n_5 t_{1к}'')(1 + 0,04\varepsilon_1)} + l_{15} t_{ж1} + l_{16} t_{ж} + b_6' \\ & (l_1 + l_2 t_{1к}'') \frac{dt_{1к}''}{d\tau} = -b_3 t_{1к}'' + l_{15} t_{ж1} + l_{16} t_{ж} + b_6' \\ & \frac{l_3 + l_4 t_{1к}''}{\varepsilon_1} \cdot \frac{d\varepsilon_1}{d\tau} = \frac{l_7 + l_8 t_{1к}''}{\varepsilon_1} + l_{17} t_{1к}'' - l_{15} t_{ж1} - l_{16} t_{ж} + l_{18} \end{aligned} \quad (4.121)$$

$$l_{19} \frac{dt_{ж1}}{d\tau} = -l_{20} t_{ж1} + a_7 t_{1к}'' + a_{17} t_{ж}$$

Для второй ступени*:

$$\begin{aligned} & \frac{l_1 + l_2 t_{2к}''}{(m_5 + n_5 t_{2к}'')(1 + 0,04\varepsilon_2)} \cdot \frac{dp_2}{d\tau} = \\ & = -b_3 t_{2к}'' + \frac{(l_{13} + l_{13}' t_{2к}'') + l_{14} + l_{14}' t_{2к}''}{(m_5 + n_5 t_{2к}'')(1 + 0,04\varepsilon_2)} + l_{15} t_{ж2} + l_{16} t_{ж1} + b_6' \\ & (l_1 + l_2 t_{2к}'') \frac{dt_{2к}''}{d\tau} = -b_3 t_{2к}'' + l_{15} t_{ж2} + l_{16} t_{ж1} + b_6' \\ & \frac{l_3 + l_4 t_{2к}''}{\varepsilon_2} \cdot \frac{d\varepsilon_2}{d\tau} = \frac{l_7 + l_8 t_{2к}''}{\varepsilon_2} + l_{17} t_{2к}'' - l_{15} t_{ж2} - l_{16} t_{ж1} + l_{18} \\ & l_{19} \frac{dt_{ж2}}{d\tau} = l_{20} t_{ж2} + a_7 t_{2к}'' + a_{17} t_{ж1} \end{aligned} \quad (4.122)$$

* Для упрощения записи уравнений второй и последующих ступеней индексы ступеней при коэффициентах a , b , l опускаются.

Для n -й ступени:

$$\frac{l_1 + l_2 t_{нк}''}{(m_5 + n_5 t_{нк}'') (1 + 0,04 \epsilon_n)} \frac{d\rho_n}{d\tau} =$$

$$= -b_3' t_{нк}'' + \frac{(l_{13} + l_{13}' t_{нк}'') + l_{14} + l_{14}' t_{нк}''}{(m_5 + n_5 t_{нк}'') (1 + 0,04 \epsilon_n)} + l_{15} t_{жн} + l_{16} t_{ж(n-1)} + b_6' \quad (4.123)$$

$$(l_1 + l_2 t_{нк}'') \frac{dt_{нк}''}{d\tau} = -b_3' t_{нк}'' + l_{15} t_{жн} + l_{16} t_{ж(n-1)} + b_6'$$

$$\frac{l_3 + l_4 t_{нк}''}{\epsilon_n} \cdot \frac{d\epsilon_n}{d\tau} = \frac{l_7 + l_8 t_{нк}''}{\epsilon_n} + l_{17} t_{нк}'' - l_{15} t_{жн} - l_{16} t_{ж(n-1)} + l_{18}$$

$$l_{15} \frac{dt_{жн}}{d\tau} = -b_{20} t_{жн} + a_7 t_{нк}'' + l_{17} t_{ж(n-1)}$$

Систему уравнений последней ступени необходимо дополнить уравнением, характеризующим уровень жидкости в конденсаторе. Высота струи последней ступени H_n меняется при изменении уровня жидкости в конденсаторе: $H_n = H_{n0} \pm \Delta h$ (где H_{n0} — высота струи в установившемся режиме; Δh — изменение уровня).

Изменение уровня в полубарометрическом конденсаторе можно определить из уравнения

$$\Delta h = \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho' f_{ст}} \tau_1 + \frac{V_{нк}}{f_{ст}} \quad (4.124)$$

где

$$\tau_1 = \tau - \left[\sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{2H_i}{g}} + \sum_{i=1}^n F_{ni} \left(\frac{2,38}{b_i \sqrt{2g}} \sqrt{\frac{\rho'}{D_{ж} - D_{ж1}}} \right)^{0,67} \right] \quad (4.125)$$

В последнем соотношении величина в квадратных скобках — транспортное запаздывание уровня при возмущении по расходу воды на входе в конденсатор. При возмущении по расходу воды на выходе из конденсатора эта величина равна нулю и $\tau_1 = \tau$.

Для барометрического конденсатора уровень воды зависит в основном от разности давлений в конденсаторе и окружающей среды:

$$\Delta h = \frac{p_0 - p}{\rho' g} - h_0 \quad (4.126)$$

где p_0 — давление окружающей среды; h_0 — начальный уровень.

Величина c_3 в выражениях для коэффициентов $l_1 - l_{10}$, l_{13} , l_{19} , входящих в уравнения последней ступени, определяется по формуле

$$c_3 = V_0 - F_{II} \left(\frac{2,38}{b \sqrt{2g}} \right)^{0,67} \left[\left(\frac{D_{ж0}}{\rho'} \right)^{0,67} + \left(\frac{\Delta D_{ж}}{\rho'} \right)^{0,67} \right] -$$

$$- \sqrt{\frac{2(H - \Delta h)}{g}} \cdot \frac{D_{ж0} + \Delta D_{ж}}{\rho'} - h_0 f_{ст} - \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho'} \tau \quad (4.127)$$

Скорость изменения уровня жидкости в полубарометрическом конденсаторе равна

$$\frac{dh}{d\tau} = \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho' f_{ст}} \quad (4.128)$$

а в барометрическом конденсаторе

$$\frac{dh}{d\tau} = -\frac{1}{g\rho'} \cdot \frac{dp}{d\tau} \quad (4.129)$$

Режим работы конденсатора смешения, состоящего из n ступеней, описывается системой $(4n+1)$ уравнений. Для промышленных конденсаторов смешения, имеющих 5—6 и более ступеней, такая система громоздка. Можно упростить математическую модель конденсатора, если составить систему уравнений для усредненных по объему параметров (давление, температура пара и жидкости, концентрация неконденсирующихся газов).

Для конденсаторов, работающих на чистом паре или на паровоздушной смеси с небольшим содержанием воздуха, системы уравнений (4.121)—(4.123) можно значительно упростить. Можно, например, пренебречь массой неконденсирующихся газов, поскольку она не превышает 0,5% от массы пара [85, 118], а также принять, основываясь на работе [148], что температура жидкости на выходе из конденсатора отличается от температуры пара на постоянную величину, равную $\Delta_1 = t_{к}'' - t_{ж}$.

По данным различных исследований, для промышленных конденсаторов Δ_1 составляет 0,5—3К. Кроме этого, можно принять, что температура жидкости в конденсаторе равна $\bar{t}_{ж} = (t_{ж} + t_{ж1})/2$.

При этих допущениях из уравнения (4.96) получим:

$$\begin{aligned} & (V_0 - V_{ж}) \left[(u_{п} - i_{ж1}) \frac{\partial \rho''}{\partial t_{к}''} + \rho'' \frac{\partial u_{п}}{\partial t_{п}''} \right] \frac{dt_{к}''}{d\tau} + \\ & + \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho'} \left[\frac{c'(t_{ж} + t_{к}'') - \Delta_1 \rho'}{2} - (u_{п} - i_{ж1}) \rho'' \right] + \\ & + \left(\frac{c' \rho' V_{ж}}{2} + c_{м0} V_{м} \right) \frac{dt_{к}''}{d\tau} = \\ & = D_{ж} i_{ж} - D_{ж1} i_{ж1} + W(i_0 - i_{ж1}) - W_1(i_1'' - i_{ж1}) - Q_{п} \quad (4.130) \end{aligned}$$

Зависимость выражения $[u_{п} - c'(t_{к}'' - \Delta_1)] \rho''$ от температуры можно аппроксимировать линейным уравнением

$$[u_{п} - c''(t_{к}'' - \Delta_1)] \rho'' = m_0 + n_{\rho} t_{к}'' \quad (4.131)$$

Далее на основе уравнения (4.130) при условии, что пар, входящий в конденсатор, полностью конденсируется ($W_1 = 0$), получим:

$$T_t \frac{dt_{к}''}{d\tau} = -t_{к}'' + \frac{r_5}{r_4} \quad (4.132)$$

$$T_p \frac{dp}{d\tau} = -p + \frac{r_5}{r_6} \quad (4.133)$$

В этих уравнениях

$$T_t = \frac{r_1(V_0 - V_{ж}) + r_2 V_{ж}' + r_3 V_M}{r_4}$$

$$T_p = \frac{r_1'(V_0 - V_{ж}) + r_2' V_{ж}' + r_3' V_M}{r_4'}$$

$$r_1 = (u_{п} - t_{к}'' c' + c' \Delta_1) \frac{\partial \rho''}{\partial t_{к}''} + \rho'' \frac{\partial u_{п}}{\partial t_{к}''} \quad r_2 = 0,5 - c' \rho'$$

$$r_3 = c_M \rho_M \quad r_4 = 0,5 (D_{ж} + D_{ж1}) c' + W c' - \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho'} n_9$$

$$r_5 = \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho'} m_0 + W (i_1'' + c' \Delta_1) + 0,5 c' (D_{ж} + D_{ж1}) (t_{ж} + \Delta_1) - Q_{п}$$

$$r_1' = (u_{п} - m_{10} c' - n_{10} c' \rho + c' \Delta_1) \frac{\partial \rho''}{\partial p} + \rho' \frac{\partial u_{п}}{\partial p}$$

$$r_2' = 0,5 c' \rho' \frac{\partial t_{к}''}{\partial p} \quad r_3' = c_M \rho_M \frac{dt_{к}''}{\partial p} \quad r_4' = r_4 n_{10}$$

$$r_5' = r_5 - r_4 m_{10} = \frac{D_{ж} - D_{ж1}}{\rho'} (m_0 + n_9 m_{10}) +$$

$$+ W (i_1'' + c' \Delta_1 - c' m_{10}) + 0,5 c' (D_{ж} + D_{ж1}) (t_{ж} + \Delta_1 - m_{10}) - Q_{п}$$

$$V_{ж}' = \sum_{i=1}^n F_{пi} \left(\frac{2,38}{b_i \sqrt{2g} \rho'} \right)^{0,67} \cdot (D_{ж0}^{0,67} + \Delta D_{ж0}^{0,67}) +$$

$$+ \sqrt{\frac{2}{g}} \left(\frac{D_{ж0} + \Delta D_{ж}}{\rho'} \right) \left[\sum_{i=1}^{n-1} H_i^{0,5} + (H_n + \Delta h)^{0,5} \right]$$

где m_{10} , n_{10} — коэффициенты линейно-кусочной аппроксимации уравнения кривой насыщения.

На основе уравнения (4.132) можно получить линейное уравнение, связывающее $t_{к}''$ и параметры потоков на входе и выходе конденсатора:

$$\bar{a}_1 \frac{dt_{к}''}{d\tau} = -\bar{a}_2 t_{к}'' + \bar{a}_3 D_{ж} - \bar{a}_4 D_{ж1} + \bar{a}_5 W + \bar{a}_6 i_0'' + \bar{a}_7 t_{ж} + \bar{a}_8 \quad (4.134)$$

Анализ коэффициентов уравнений конденсаторов смешения. Коэффициенты T_t и T_p при производных в уравнениях (4.132) и (4.133) характеризуют инерционность конденсатора, имеют размерность времени и равны между собой [156].

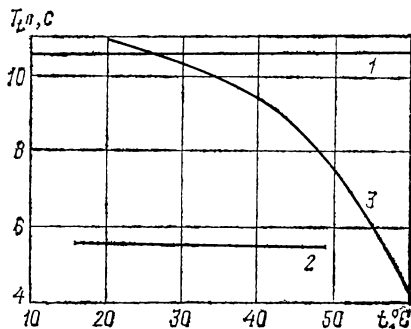
На рис. 4.7 представлены зависимости коэффициента T_t'' от температуры пара, рассчитанные для промышленных полубарометрического и барометрического конденсаторов. Начальные режимные параметры: $W = 3000$ кг/ч, $t_{ж} = 20$ °С, $D_{ж} = 80\,000$ кг/ч, $i_0'' = 2580$ кДж/кг.

Из уравнений (4.132), (4.133) видно, что T_t'' и T_p зависят от уровня жидкости в конденсаторе. Уменьшение T_t'' с ростом тем-

пературы пара (кривая 3 на рис. 4.7) объясняется тем, что температура (давление) в барометрическом конденсаторе влияет на уровень жидкости в соответствии с уравнением (4.126).

При ступенчатом возмущении по расходу жидкости коэффициент $T_{t''}$ в момент возмущения изменяется скачком, а затем — по линейному закону. Такая закономерность объясняется тем,

Рис. 4.7. Зависимость $T_{t''}$ от температуры пара в конденсаторе t :
1 — полубарометрический конденсатор, $H=3$ м; 2 — полубарометрический конденсатор, $H=1$ м; 3 — барометрический конденсатор.



что постоянная времени меняется прямо пропорционально аккумуляющей способности объекта и обратно пропорционально притоку энергии. При указанном возмущении приток энергии меняется ступенчато, а аккумуляющая способность определяется объемом жидкости в конденсаторе.

Влияние конструктивных параметров на динамику конденсатора показано на рис. 4.8. Изменение объема парового прост-

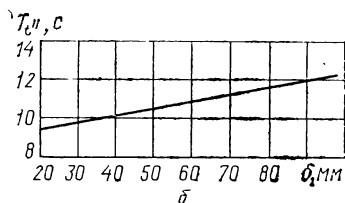
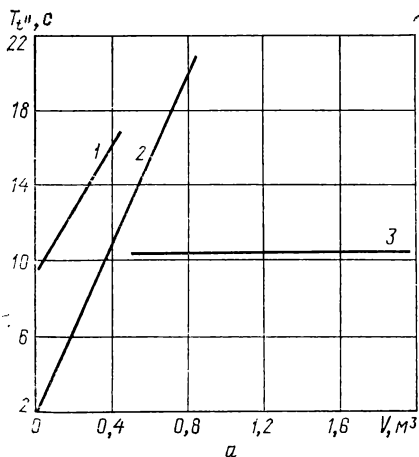


Рис. 4.8. Зависимость $T_{t''}$ от объема элементов конденсатора (а) и от толщины корпуса конденсатора (б):
1 — металл корпуса; 2 — жидкость; 3 — паровое пространство.

ранства сказывается на динамике незначительно, более существенно влияет толщина стенки корпуса конденсатора (объем металла). Например, при увеличении толщины стенки на 2 мм $T_{t''}$ увеличивается примерно на 8%.

На основе уравнений, описывающих динамику конденсатора смешения, можно оценивать при проектировании объекта влия-

ние различных режимных и конструктивных параметров на динамические характеристики и выбирать параметры конденсатора с учетом задач управления.

4.5. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ САМОИСПАРИТЕЛЕЙ И ПАРОЖИДКОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

С целью использования внутренней энергии конденсата и раствора в схемах МВУ зачастую применяют расширители (идеализированная схема представлена на рис. 4.9). Процессы в расширителях в значительной мере подобны процессам в камерах адиабатного испарения УМИ. Поэтому уравнение динамики расширителя можно получить на основе уравнений динамики парожидкостного пространства испарителя (4.27), (4.28) и (4.42), приняв тепловой поток $Q_2=0$:

$$d_p \frac{d\theta_p}{d\tau} = c'\theta_p D_p' - W_p i_p - c''\theta_p D_p'' - Q_p \quad (4.135)$$

$$\rho' h_p \frac{dh_p}{d\tau} = D_p' - W_p - D_p'' \quad (4.136)$$

$$f_p \frac{db_p}{d\tau} = b_{i-1} S_{i-1} - b (S_{i-1} - W_p) \quad (4.137)$$

где

$$d_p = \rho' c' \eta_p h_p + c_m \sum G_m + \\ + \rho'' (V_p - \eta_p h_p) \frac{\partial u}{\partial t_{II}} + u (V_p - \eta_p h_p) \frac{\partial \rho''}{\partial t_{II}}$$

В этих уравнениях θ_p , h_p — температура и уровень жидкости в расширителе; D_p' , D_p'' , W_p — расход жидкости на входе в расширитель и на выходе из него и расход пара; V_p , η_p — объем и площадь сечения расширителя; Q_p — потери тепла в окружающую среду; d_p , f_p — коэффициенты, вычисляемые для расширителя на основе соотношений (4.30) и (4.45) соответственно.

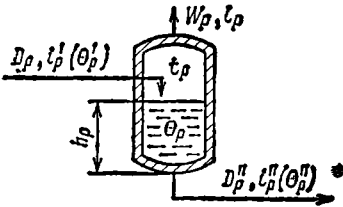


Рис. 4.9. Схема самоиспарителя.

В схемах МВУ и УМИ используются теплообменные аппараты для подогрева жидкости при помощи пара или жидкости. Для получения систем уравнений, описывающих многоступенчатые установки, работающие совместно с теплообменниками, необходимы математические модели теплообменников.

Приближенную двухзвенную модель парожидкостного теплообменника предложил Арвид [114]:

$$\frac{\partial t_c^\tau}{\partial \tau} + \varepsilon_1 t_c^\tau = \varepsilon_2 \theta^\tau + \varepsilon_3 t_n^\tau \quad (4.138)$$

$$\frac{\partial \theta^\tau}{\partial \tau} + v \frac{\partial \theta^\tau}{\partial x} + \beta_1 \theta^\tau = \beta_2 t_n^\tau \quad (4.139)$$

где t_n^τ , t_c^τ , θ^τ — усредненные температуры пара в греющей камере, поверхности нагрева, жидкости; ε_1 , ε_2 , ε_3 , β_1 , β_2 — коэффициенты, определяемые режимными и конструктивными параметрами теплообменника:

$$\varepsilon_1 = \frac{\pi d_B \alpha_2}{\rho_M c_M F_M} \quad \varepsilon_2 = \frac{\pi d_H \alpha_1}{\rho_M c_M F_M}$$

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad \beta_1 = \beta_2 + \frac{\pi d_B \alpha_2}{\rho_{Ж} c_{Ж} F_{Ж}}$$

В уравнениях (4.138) и (4.139) температура пара в греющей камере — независимая переменная. В парожидкостном теплообменнике эта переменная является зависимой; для ее определения необходимо привлечь уравнение динамики греющей камеры. В качестве последнего можно использовать уравнение (4.16), полученное для греющей камеры при допущении, что температура (давление) является сосредоточенным параметром:

$$a_1^\tau \frac{dt_n^\tau}{d\tau} = -a_2^\tau t_n^\tau + a_3^\tau t_c^\tau + a_4^\tau D^\tau + a_5^\tau \quad (4.140)$$

Система уравнений (4.138) — (4.140) является замкнутой и описывает переходные и установившиеся процессы в парожидкостном теплообменнике. Она может применяться также для анализа переходных процессов в поверхностных конденсаторах МВУ.

ТАБЛИЦА 4

Параметры ребер графа жидкостно-жидкостного теплообменника

Номер ребер графа	Потоки	Параметры	
		обозначение	число
1	Греющий теплоноситель на входе	G', p', t'	3
2	Греющий теплоноситель на выходе	G'', p'', t''	3
3	Нагреваемый теплоноситель на входе	S', p'_{*}, v'	3
4	Нагреваемый теплоноситель на выходе	S'', p''_{*}, v''	3
Суммарное число параметров графа			12

Для приближенного анализа переходных процессов в сложных схемах МВУ с жидкостно-жидкостными теплообменниками может быть использована либо описанная модель с сосредото-

ченными параметрами, либо точная модель [123]. На рис. 4.1 представлены схемы теплообменников, поверхностных самоиспарителей раствора и конденсата и др., а также соответствующие потоковые графы. В табл. 4 указаны связи жидкостно-жидкостного теплообменника и параметры соответствующих ребер графа. Если одной из рабочих сред теплообменника является парогазовая смесь, то эта связь на графе характеризуется четырьмя параметрами: расход, температура, давление, концентрация смеси.

ТАБЛИЦА 5

Параметры ребер графа парожидкостного теплообменника

Номера ребер графа	Потоки	Параметры	
		обозначение	число
1	Жидкость на входе	$S_{i-1}^T, \theta_{i-1}^T$	2
2	Жидкость на выходе	S_i^T, θ_i^T	2
3	Греющий пар	D_p^T, t_p^T	2
4	Конденсат	D_k^T, t_k^T	2
5	Парогазовая смесь	$D_{п2}, t_{п2}, \epsilon$	3
Суммарное число		параметров графа	11

В табл. 5 приведены связи парожидкостного теплообменника и параметры ребер графа этого аппарата. Расходы жидкости на входе в теплообменник и на выходе из него равны. Можно считать равными также температуры пара в греющей камере и парогазовой смеси, отбираемой из парового пространства аппарата, поэтому общее число параметров, характеризующих потоковый граф этого теплообменника, равно $11 - 2 = 9$.

ТАБЛИЦА 6

Параметры ребер графа самоиспарителя

Номера ребер графа	Потоки	Параметры	
		обозначение	число
1	Жидкость на входе	$D'_p, i'_p(\theta_p), b'_p$	3
2	Жидкость на выходе	$D''_p, i''_p(\theta_p), b''_p$	3
3	Пар на выходе	W_p, t_p	2
Суммарное число		параметров графа	8

В табл. 6 указаны связи самоиспарителя и параметры соответствующих ребер графа. Для самоиспарителя дистиллята $b'_p = b''_p = 0$ и число параметров потокового графа равно $8 - 2 = 6$.

4.6. МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЭЛЕМЕНТОВ УСТАНОВОК МГНОВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Основными элементами установок мгновенного испарения являются головной подогреватель и ступени испарения с конденсаторами-регенераторами. Для построения математических моделей УМИ необходимо рассмотреть совместно уравнения, описывающие

вающие процессы в ступенях испарения и головном подогревателе, и уравнения связей между элементами установок.

На рис. 4.1 представлена функциональная схема ступени адиабатного испарения и соответствующие графы, а в табл. 7 указаны параметры связей ступени испарения и параметры соответствующих ребер графа.

ТАБЛИЦА 7

Параметры ребер графа ступени адиабатного испарения

Номер ребер графа	Потоки	Параметры	
		обозначение	число
1	Раствор на входе в ступень	S', b', θ', p'	4
2	Раствор на выходе ступени	S'', b'', θ'', p''	4
3	Дистиллят на входе в ступень	W', v'_g, p'_g	3
4	Дистиллят на выходе ступени	W'', v''_g, p''_g	3
5	Жидкость на входе в конденсатор	S'_k, b'_k, v'_k, p'_k	4
6	Жидкость на выходе конденсатора	$S''_k, b''_k, v''_k, p''_k$	4
7	Парогазовая смесь	$W_{п.г.}, t_{п.г.}, e$	3
	Суммарное число	параметров графа	25

При $S'_k = S''_k$ и $b'_k = b''_k$ число параметров потокового графа ступени адиабатного испарения равно $25 - 2 = 23$.

Для описания процессов в головном подогревателе и конденсаторах можно использовать систему уравнений парожидкостного теплообменника (4.138) — (4.140) или же модели с распределенными параметрами [123].

Ступень мгновенного испарения можно представить состоящей из следующих основных элементов: испарителя 1, конденсатора 2 (парожидкостного теплообменника), тарелки дистиллята 3, корпуса 4, переточного устройства 5. При описании динамики камеры испарения можно использовать систему уравнений (4.135) — (4.137), полученную для расширителя, а при описании конденсатора-регенератора — уравнения (4.138) — (4.140). При этом коэффициент a_i^n , характеризующий инерционность парожидкостного пространства теплообменника, рассчитывается с учетом количества дистиллята G_d на тарелке. Для построения более точных моделей конденсаторов-регенераторов можно использовать модели с распределенными параметрами [123, 159].

Для описания динамики изменения средней температуры корпуса испарителя можно воспользоваться уравнением (4.13). Приближенная система уравнений i -й ступени адиабатного испарения записывается в виде

$$d_i^n \frac{d\theta_i^n}{dt} = c_{i-1}^n \theta_{i-1}^n S_{i-1}^n - i_i^n W_i - c_i^n \theta_i^n S_i^n - c_i^n E_i t_i - Q_i^n \quad (4.141)$$

$$\rho_i''' f_i'' \frac{dh_i''}{d\tau} = S_i' - S_i'' - W_i \quad (4.142)$$

$$f_i'' \frac{db_i''}{d\tau} = b''_{i-1} S''_{i-1} - b_i'' (S_i' - W_i) \quad (4.143)$$

Система уравнений для конденсатора-регенератора имеет вид:

$$a_{1i}'' \frac{dt_i}{d\tau} = -a_{2i}'' t_i + a_{3i}'' t_{ci} + a_{4i}'' W_i + a_{5i}'' \quad (4.144)$$

$$\frac{dt_{ci}''}{d\tau} + \varepsilon_{1i}'' t_{ci}'' = \varepsilon_{2i}'' v_i'' + \varepsilon_{3i}'' t_i'' \quad (4.145)$$

$$\frac{\partial v_i''}{\partial \tau} + v_i'' \frac{\partial v_i''}{\partial x} + \beta_{1i}'' v_i'' = \beta_{2i}'' t_{ci}'' \quad (4.146)$$

Для головного подогревателя записывается система уравнений, аналогичная системе (4.144) — (4.146).

Глава 5

Математические модели многоступенчатых выпарных установок

Аппараты выпарных установок взаимосвязаны. Параметры потоков на выходе i -го аппарата являются входными величинами $(i+1)$ -го аппарата. Состояние i -го аппарата влияет на состояние $(i+1)$ -го, $(i+2)$ -го и т. д. аппаратов. Элементы выпарных установок — недетектирующие звенья, поэтому изменение параметров $(i+1)$ -го аппарата приводит к изменению параметров i -го аппарата. При получении математических моделей выпарных установок ввиду взаимосвязанности их элементов необходимо уравнения отдельных элементов и уравнения связей между ними рассмотреть совместно. Уравнения элементов выпарных установок приведены в предыдущих главах.

5.1. УРАВНЕНИЯ СВЯЗЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Уравнения связей можно получить из условия (4.1а).

а) Для прамоточной выпарной установки температура, концентрация, расход раствора и пара на входе i -го аппарата равны этим параметрам на выходе $(i-1)$ -го аппарата; температура пара на входе в i -й аппарат равна температуре пара в $(i-1)$ -м

аппарате за вычетом суммарной (полной) температурной депрессии.

При длинных трубопроводах, соединяющих выпарные аппараты, вследствие потерь тепла в окружающую среду температура раствора на выходе ($i-1$)-го аппарата больше температуры раствора на входе в i -й аппарат. Можно учесть эту разность путем расчета потерь тепла от трубопровода в окружающую среду, однако ввиду малости пренебрегаем ею.

б) Для противоточных установок расход пара и температура на входе в i -й аппарат определяются так же, как для прямоточной, а температура, концентрация и расход раствора на входе в i -й аппарат равны соответствующим параметрам на выходе ($i+1$)-го аппарата.

Условия а) и б) справедливы в случае, если емкость трубопроводов, соединяющих аппараты, ничтожно мала по сравнению с емкостью парожидкостного пространства, что справедливо для большинства выпарных установок. Можно несколько уточнить расчет путем суммирования емкости трубопровода, соединяющего ($i-1$)-й и i -й аппараты, с емкостью парожидкостного пространства ($i-1$)-го аппарата.

В качестве уравнений связи для МВУ с отбором пара необходимо использовать соотношения

$$D_2 = W_1 - E_1; \quad D_3 = W_2 - E_2; \dots; \quad D_n = W_{n-1} - E_{n-1} \quad (5.1)$$

а для установок без отбора пара — уравнения

$$D_2 = W_1; \quad D_3 = W_2; \dots; \quad D_n = W_{n-1} \quad (5.2)$$

Число уравнений составит $(n-1)$. Еще $(n-1)$ уравнений можно получить, используя соотношения, связывающие температуру пара в парожидкостном пространстве и греющей камере двух смежных аппаратов:

$$t_{п2} = \theta_1 - \Delta_1; \quad t_{п3} = \theta_2 - \Delta_2; \dots; \quad t_{пn} = \theta_{n-1} - \Delta_{n-1} \quad (5.3)$$

Из соотношений (5.3) следует:

$$\frac{dt_{пi}}{d\tau} = \frac{d\theta_{i-1}}{d\tau} - \frac{d\Delta_{i-1}}{d\tau} \quad (5.4)$$

где $1 \leq i \leq (n-1)$.

Полная температурная депрессия Δ зависит от концентрации, температуры и уровня жидкости. При отклонении θ и h в нормальных для условий эксплуатации пределах Δ существенно зависит от концентрации. Так, для электрощелочков получена [160] зависимость Δ от концентрации вида

$$\Delta = a_1^* + a_2^* b^{\omega} \quad (5.5)$$

При этом скорость изменения температурной депрессии в основном определяется скоростью изменения концентрации.

Экспериментальные исследования показали [127, 131—133], что время переходных процессов выпарных установок по концентрации на порядок больше времени изменения температурного

режима (см. также гл. 10). Следовательно, рассчитывая изменение температуры во времени, можно принимать, что концентрация практически не меняется. При этом

$$d\Delta_i/d\tau = 0 \quad \text{и} \quad dt_{ni}/d\tau = d\theta_{i-1}/d\tau \quad (5.6)$$

Для оценки влияния изменений температурных депрессий в переходных процессах вследствие изменения концентрации следует в качестве уравнений связей использовать уравнение (5.4). При этом если температурная депрессия определяется соотношением типа (5.5), то уравнение связи имеет вид:

$$\frac{dt_{ni}}{d\tau} = \frac{d\theta_{i-1}}{d\tau} = \omega a_{2i} \cdot b_i^{\omega-1} \frac{db_i}{d\tau} \quad (5.7)$$

Если коэффициенты теплоотдачи при конденсации и кипении существенно зависят от режимных параметров, необходимо систему уравнений связей дополнить уравнениями типа (3.27) — (3.29) и (3.46), связывающими эти коэффициенты с соответствующими параметрами объекта.

Уравнения, связывающие температуру пара в парожидкостном пространстве и в греющей камере двух смежных аппаратов, можно получить также следующим образом.

Разность давлений в аппаратах

$$p_{i-1} - p_{ni} = \left(\lambda_{\tau} \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\omega^2 \rho''}{2} \quad (5.8)$$

где p_{i-1} , p_{ni} — давление вторичного пара соответственно в $(i-1)$ -м аппарате и в греющей камере i -го аппарата; λ_{τ} , ω — коэффициент трения и скорость пара; l , d , $\sum \xi$ — длина, диаметр и сумма коэффициентов местных сопротивлений паропровода. Скорость пара равна

$$\omega = 4W_{i-1}/\pi d_i^2 \rho_i'' \quad (5.9)$$

Подставляя это выражение в уравнение (5.8) и определяя W_{i-1} , получим:

$$W_{i-1} = \sigma \sqrt{p_{i-1} - p_{ni}} \quad (5.10)$$

где

$$\sigma = \frac{\pi d_i^3 \sqrt{\rho_i''}}{\sqrt{8 \left(\lambda_{\tau} \frac{l}{d} + \sum \xi \right)}} \quad (5.10a)$$

Разлагая уравнение (5.10) в ряд Тейлора и пренебрегая членами, содержащими $(p_{i-1} - p_{ni})$ в степени выше первой, получим:

$$W_{i-1} = \sigma \left[\sqrt{p_{i-1}^0 - p_{ni}^0} + \frac{(p_{i-1} - p_{i-1}^0) - (p_{ni} - p_{ni}^0)}{2 \sqrt{p_{i-1}^0 - p_{ni}^0}} \right] \quad (5.11)$$

где p_{i-1}^0 , p_{ni}^0 — исходные давления.

Примем линейную зависимость давления от температуры:

$$p = p^0 + \frac{\partial p}{\partial t} \Delta t \quad (5.12)$$

Подставляя это соотношение в уравнение (5.11), получим:

$$W_{i-1} = \sigma'_{i-1} + \sigma''_{i-1} t_{i-1} + \sigma'''_{i-1} t_{pi} \quad (5.13)$$

где

$$\sigma'_{i-1} = \sigma \sqrt{\rho^0_{i-1} - \rho^0_{pi}} \quad \sigma''_{i-1} = \frac{\sigma \frac{\partial \rho_{i-1}}{\partial t_{i-1}}}{2 \sqrt{\rho^0_{i-1} - \rho^0_{pi}}} \quad (5.14)$$

$$\sigma'''_{i-1} = \frac{\sigma \frac{\partial \rho_{pi}}{\partial t_{pi}}}{2 \sqrt{\rho^0_{i-1} - \rho^0_{pi}}}$$

Используя соотношение (5.13), получим уравнение

$$D_{i+1} = W_i = \sigma'_i + \sigma''_i t_i + \sigma'''_i t_{pi(i+1)} \quad (5.15)$$

которое можно привлечь в качестве одного из уравнений связей между выпарными аппаратами.

Расход вторичного пара из n -го аппарата в конденсатор равен

$$W_n = \sigma'_n + \sigma''_n t_n + \sigma'''_n t_{kn} \quad (5.16)$$

Для определения расходов раствора и конденсата можно воспользоваться уравнением

$$S_i = \sigma (\rho_{i-1} + h_{i-1} \rho''_{i-1} g - \rho_i - h_i \rho_i'' g)^{1/2} \quad (5.17)$$

где σ — коэффициент, определяемый по соотношению (5.10а) для потока раствора или конденсата.

Подставив уравнение (5.17) в (4.36) или (4.50), получим уравнение динамики уровня.

Для выпарных установок, работающих совместно с различными технологическими и энергетическими агрегатами [2], математические модели этих систем дополняются уравнениями связей соответствующих агрегатов.

Схемы выпарных установок условно можно разделить на простые и сложные. К простым отнесем схемы установок без потребителей, регенеративных теплообменников, расширителей и т. п., к сложным — схемы с этими элементами, а также схемы выпарных установок, работающих совместно с энергетическими и технологическими агрегатами. Примером такой сложной системы может быть комбинированная установка для производства пресной воды, электроэнергии, извлечения ценных минеральных веществ (см. гл. 11). Математические модели выпарных установок рассмотрим применительно к этим двум группам схем.

5.2. МОДЕЛИ МВУ, ВЫПОЛНЕННЫХ ПО ПРОСТЫМ СХЕМАМ

Рассмотрим методику составления математических моделей МВУ, выполненных по широко распространенным в промышленности схемам: прямоточной, противоточной и с параллельным использованием вторичных паров. Схемы этих установок и их графы представлены на рис. 5.1.

Запишем системы уравнений (4.52) для каждого выпарного аппарата прямоточной МВУ:

$$\begin{aligned} \bar{A}_1 \bar{Y}_1 &= \bar{X}_1 \\ \bar{A}_2 \bar{Y}_2 &= \bar{X}_2 \\ &\dots \dots \dots \\ \bar{A}_n \bar{Y}_n &= \bar{X}_n \end{aligned} \quad (5.18)$$

Для потокового графа МВУ входными переменными являются $D_1, t_{п,0}, b_0, S_0, \theta_0$. Если принять, что расходы раствора, перете-

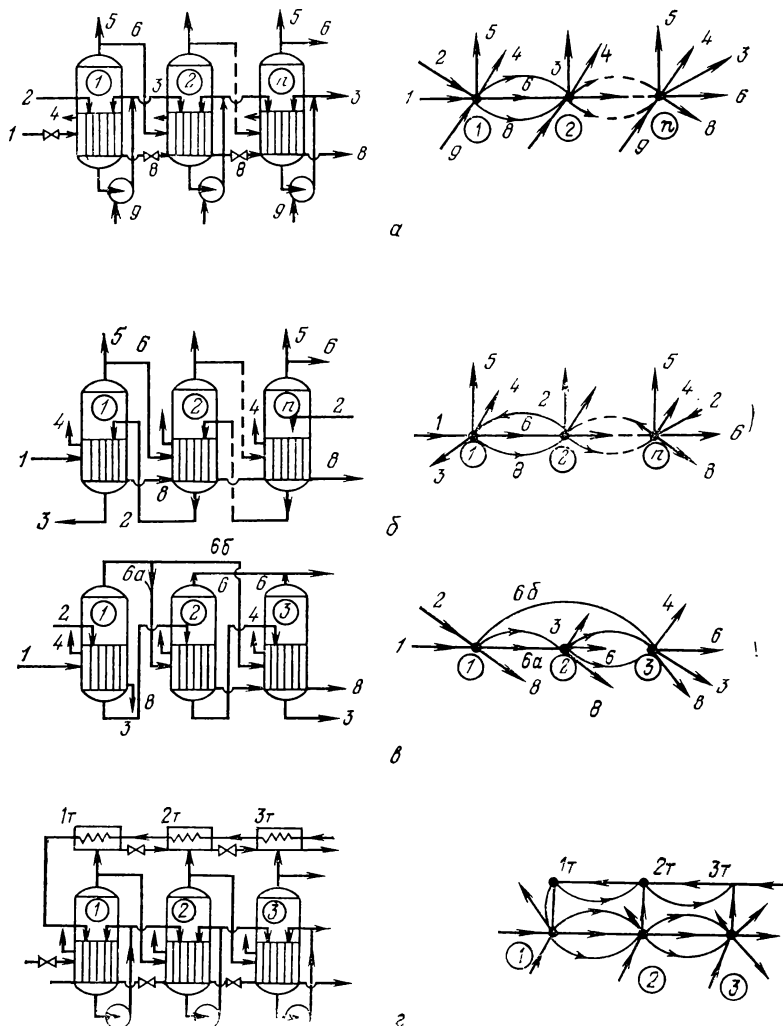


Рис. 5.1. Схемы выпарных установок и их графы: а — прямоточная; б — противоточная; в — с параллельным использованием вторичных паров; г — с регенеративным подогревом раствора. Цифрами обозначены потоки энергоносителей и соответствующие ребра графов.

кающего из аппарата в аппарат (S_1, S_2, \dots, S_n), также независимые переменные, то система уравнений (5.18) содержит переменные $t_{n1}, t_{n2}, \dots, t_{nn}; t_{c1}, t_{c2}, \dots, t_{cn}; \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n; b_1, b_2, \dots, b_n; h_1, h_2, \dots, h_n; W_1, W_2, \dots, W_n; D_2, D_3, \dots, D_n$. На основе соотношений (4.2)—(4.5), данных табл. 2, параметров графа выпарного аппарата и графа МВУ определяем число выходных переменных системы. Оно равно $(7n-1)$. Число же уравнений системы равно $5n$, и следовательно, для определения всех переменных недостает $(2n-1)$ уравнений.

Дополняя уравнения (5.18) уравнениями (5.1), (5.3) или (5.15), получим замкнутую систему $(7n-1)$ уравнений с $(7n-1)$ переменными. Рассмотрим подробный вывод этой системы для прамоточной МВУ (см. рис. 5.1а). С этой целью запишем систему уравнений (4.46)—(4.50) применительно к первому, второму и n -му аппаратам.

Для первого аппарата

$$\begin{aligned} a_{11} \frac{dt_{n1}}{d\tau} &= -a_{21}t_{n1} + a_{31}t_{c1} + a_{41}(D_1 - D_1') + a_{51} \\ c_{11} \frac{dt_{c1}}{d\tau} &= -c_{21}t_{c1} + c_{31}t_{n1} + c_{41}\theta_1 \\ d_{11} \frac{d\theta_1}{d\tau} &= -d_{21}\theta_1 + d_{31}t_{c1} - d_{41}W_1 + d_{51} \\ f_1 \frac{db_1}{d\tau} &= -b_1(S_0 - W_1) + S_0b_0 \\ l_1 \frac{dh_1}{d\tau} &= S_0 - S_1 - W_1 \end{aligned} \quad (5.19)$$

Для второго аппарата

$$\begin{aligned} a_{12} \frac{dt_{n2}}{d\tau} &= -a_{22}t_{n2} + a_{32}t_{c2} + a_{42}(D_2 - D_2') + a_{52} \\ c_{12} \frac{dt_{c2}}{d\tau} &= -c_{22}t_{c2} + c_{32}t_{n2} + c_{42}\theta_2 \\ d_{12} \frac{d\theta_2}{d\tau} &= -d_{22}\theta_2 + d_{32}t_{c2} - d_{42}W_1 + d_{52} \\ f_2 \frac{db_2}{d\tau} &= -b_2(S_1 - W_2) + S_1b_1 \\ l_2 \frac{dh_2}{d\tau} &= S_1 - S_2 - W_2 \end{aligned} \quad (5.20)$$

Для n -го аппарата

$$\begin{aligned} a_{1n} \frac{dt_{nn}}{d\tau} &= -a_{2n}t_{nn} + a_{3n}t_{cn} + a_{4n}(D_n - D_n') + a_{5n} \\ c_{1n} \frac{dt_{cn}}{d\tau} &= -c_{2n}t_{cn} + c_{3n}t_{nn} + c_{4n}\theta_n \\ d_{1n} \frac{d\theta_n}{d\tau} &= -d_{2n}\theta_n + d_{3n}t_{cn} - d_{4n}W_n + d_{5n} \end{aligned} \quad (5.21)$$

$$f_n \frac{db_n}{d\tau} = -b_n(S_{n-1} - W_n) + S_{n-1}b_{n-1}$$

$$e_n \frac{dh_n}{d\tau} = S_{n-1} - S_n - W_n$$

Для получения недостающих уравнений, описывающих МВУ, к системам уравнений отдельных аппаратов необходимо добавить уравнения, связывающие параметры смежных аппаратов (уравнения связей). В качестве уравнений связей для установок с отбором пара необходимо использовать уравнения материального баланса (5.1), а для установок без отбора пара — уравнения (5.2). При этом число недостающих уравнений составит: $2n-1-(n-1)=n$. Эти уравнения можно получить, используя соотношения (5.3) или (5.7), связывающие температуру пара в парожидкостном пространстве и в греющей камере двух смежных аппаратов.

Дополняя уравнения (5.19)–(5.21) уравнениями (5.1), а также (5.3), получим замкнутую систему $(7n-1)$ уравнений с $(7n-1)$ неизвестными. Исключая величины D_2, D_3, \dots, D_n с помощью уравнений (5.1) и величины $t_{n2}, t_{n3}, \dots, t_{nn}$ с помощью уравнений (5.3), получим систему дифференциальных уравнений МВУ с отбором пара:

$$a_{11} \frac{dt_{n1}}{d\tau} = -a_{21}t_{n1} + a_{31}t_{c1} + a_{41}(D_1 - D_1') + a_{51} \quad (5.22)$$

$$c_{11} \frac{dt_{c1}}{d\tau} = -c_{21}t_{c1} + c_{31}t_{n1} + c_{41}\theta_1 \quad (5.23)$$

$$d_{11} \frac{d\theta_1}{d\tau} = -d_{21}\theta_1 + d_{31}t_{c1} - d_{41}W_1 + d_{51} \quad (5.24)$$

$$f_1 \frac{db_1}{d\tau} = -b_1(S_0 - W_1) + S_0b_0 \quad (5.25)$$

$$e_1 \frac{dh_1}{d\tau} = S_0 - S_1 - W_1 \quad (5.26)$$

$$a_{12} \frac{d\theta_1}{d\tau} = -a_{22}(\theta_1 - \Delta_1) + a_{32}t_{c2} + a_{42}(W_1 - E_1 - D_2') + a_{52} \quad (5.27)$$

$$c_{12} \frac{dt_{c2}}{d\tau} = -c_{22}t_{c2} + c_{32}(\theta_1 - \Delta_2) + c_{42}\theta_2 \quad (5.28)$$

$$d_{12} \frac{d\theta_2}{d\tau} = -d_{22}\theta_2 + d_{32}t_{c2} - d_{42}W_2 + d_{52} \quad (5.29)$$

$$f_2 \frac{db_2}{d\tau} = -b_2(S_1 - W_2) + S_1b_1 \quad (5.30)$$

$$e_2 \frac{dh_2}{d\tau} = S_1 - S_2 - W_2 \quad (5.31)$$

.....

$$a_{1n} \frac{d\theta_{n-1}}{d\tau} = -a_{2n}(\theta_{n-1} - \Delta_n) + a_{3n}t_{cn} +$$

$$+ a_{4n}(W_{n-1} - E_{n-1} - D_n' + a_{5n}) \quad (5.32)$$

$$c_n \frac{dt_{cn}}{d\tau} = -c_{2n}t_{cn} + c_{3n}(\theta_{n-1} - \Delta_n) + c_{4n}\theta_n \quad (5.33)$$

$$d_1 \frac{d\theta_n}{d\tau} = -d_{2n}\theta_n + d_{3n}t_{cn} - d_{4n}W_n + d_{5n} \quad (5.34)$$

$$f_n \frac{db_n}{d\tau} = -b_n(S_{n-1} - W_n) + S_{n-1}b_{n-1} \quad (5.35)$$

$$e_n \frac{dh_n}{d\tau} = S_{n-1} - S_n - W_n \quad (5.36)$$

Выше указывалось, что МВУ — это объект с взаимосвязанными параметрами. Возмущения, действующие на первый аппарат, передаются к последнему, и наоборот, возмущения, приложенные к последнему аппарату, передаются к первому. Эту взаимосвязь отражает система уравнений (5.22)—(5.36). Например, при изменении температуры θ_n в последнем аппарате меняется правая часть уравнения (5.34) и, следовательно, температура поверхности нагрева t_{cn} . При этом меняется правая часть уравнения (5.33) и, следовательно, θ_{n-1} . Аналогично изменяется температурный режим $(n-2)$ -го $(n-3)$ -го и т. д., вплоть до первого аппарата.

При расчете МВУ, работающей совместно с конденсатором, в котором вакуум меняется при различных режимах работы выпарной установки, систему уравнений (5.22)—(5.36) необходимо дополнить уравнениями динамики конденсатора (4.134). Если при всех режимах работы МВУ давление в конденсаторе сохраняется неизменным ($\theta_n = \text{const}$), то уравнение (5.34) превращается в алгебраическое и служит для определения величины W_n .

При рассмотрении системы уравнений (5.22)—(5.36) видно, что в уравнениях для парожидкостного пространства и греющей камеры двух смежных аппаратов, например в уравнениях (5.24) и (5.27), под знаком дифференцирования находится одна и та же переменная — температура жидкости (пара) в аппарате. Такая особенность является следствием того, что скорости изменения температуры в парожидкостном пространстве и в греющей камере двух смежных аппаратов равны в соответствии с условиями (5.3).

В случае, когда изменения концентрации и уровня невелики (учитывая, что продолжительность изменения концентрации на несколько порядков ниже продолжительности изменения температуры), можно считать уравнения для температур независимыми от концентрации и уровня. Тогда, исключая W_1, W_2, \dots, W_{n-1} из уравнений парожидкостного пространства и греющей камеры смежных аппаратов, например из (5.24) и (5.27), получим систему дифференциальных уравнений для определения температурного режима МВУ с пароотборами:

$$a_{11} \frac{dt_{n1}}{d\tau} = -a_{21}t_{n1} + a_{31}t_{c1} + a_{41}(D_1 - D_1') + a_{51} \quad (5.37)$$

$$c_{11} \frac{d^t c_1}{d\tau} = -c_{21} t_{c1} + c_{31} t_{n1} + c_{41} \theta_1 \quad (5.38)$$

$$d_{11}' \frac{d\theta_1}{d\tau} = -d_{21}' \theta_1 + d_{31}' t_{c1} - d_{41}' (E + D_2') + d_{51}' t_{c2} + d_{61}' \quad (5.39)$$

$$c_{12} \frac{d^t c_2}{d\tau} = -c_{22} t_{c2} + c_{32} (\theta_1 - \Delta_2) + c_{42} \theta_2 \quad (5.40)$$

$$d_{12}' \frac{d\theta_2}{d\tau} = -d_{22}' \theta_2 + d_{32}' t_{c2} - d_{42}' (E_2 + D_3') + d_{52}' t_{c3} + d_{62}' \quad (5.41)$$

.....

$$c_{1n} \frac{d^t c_n}{d\tau} = -c_{2n} t_{c_n} + c_{3n} (\theta_{n-1} - \Delta_{n-1}) + c_{4n} \theta_n \quad (5.42)$$

$$d_{1n}' \frac{d\theta_n}{d\tau} = -d_{2n}' \theta_n + d_{3n}' t_{c(n-1)} - d_{4n}' (E_n + D_n') + d_{5n}' t_{c_n} + d_{6n}' \quad (5.43)$$

где

$$\begin{aligned} d_{11}' &= d_{11} + \frac{d_{11} a_{12}}{a_{42}}; & d_{12}' &= d_{12} + \frac{d_{42} a_{13}}{a_{43}}; & d_{1n}' &= d_{1n} + \frac{d_{4n} a_1 (n+1)}{a_4 (n+1)} \\ d_{21}' &= d_{21} + \frac{d_{41} a_{22}}{a_{42}}; & d_{22}' &= d_{22} + \frac{d_{42} a_{23}}{a_{43}}; \dots; & d_{2n}' &= d_{2n} + \frac{d_{4n} a_2 (n+1)}{a_4 (n+1)} \\ & & d_{31}' &= d_{31}; & d_{32}' &= d_{32}; \dots; & d_{3n}' &= d_{3n} \\ & & d_{41}' &= d_{41}; & d_{42}' &= d_{42}; \dots; & d_{4n}' &= d_{4n} \\ d_{51}' &= \frac{d_{41} a_{32}}{a_{42}}; & d_{52}' &= \frac{d_{42} a_{23}}{a_{43}}; \dots; & d_{5n}' &= \frac{d_{4n} a_3 (n+1)}{a_4 (n+1)} \\ & & d_{61}' &= d_{51} + \frac{d_{41} a_{32}}{a_{42}} + \frac{d_{41} a_{22} \Delta_1}{a_{42}}; \dots; \\ & & d_{6n}' &= d_{5n} + \frac{d_{4n} a_5 (n+1)}{a_4 (n+1)} + \frac{d_{4n} a_2 (n+1) \Delta_n}{a_4 (n+1)} \end{aligned}$$

Расходы вторичного пара можно определить на основе уравнений (5.24), (5.27) и (5.34), решив их относительно W_i :

$$W_i = -\frac{d_{1i}}{d_{4i}} \frac{d\theta_i}{d\tau} - \frac{d_{2i}}{d_{4i}} \theta_i + \frac{d_{3i}}{d_{4i}} t_{ci} + \frac{d_{5i}}{d_{4i}} \quad (5.44)$$

или же по уравнению

$$W_i = g_{1i} t_{ci} + g_{2i} \theta_i - g_{3i} t_{c(i+1)} + g_{4i} (E_i + D'_{i+1}) + g_{5i} \quad (5.45)$$

где

$$\left. \begin{aligned} g_{1i} &= \frac{a_{1(i+1)} d_{3i}}{a_{4(i+1)} d_{1i} + a_{1(i+1)} d_{4i}} \\ g_{2i} &= \left(a_{2(i+1)} - \frac{a_{1(i+1)} d_{2i}}{d_{1i}} \right) \frac{d_{1i}}{a_{4(i+1)} d_{1i} + a_{1(i+1)} d_{4i}} \\ g_{3i} &= \frac{a_{3(i+1)} d_{1i}}{a_{4(i+1)} d_{1i} + a_{1(i+1)} d_{4i}}; & g_{4i} &= \frac{a_{4(i+1)} d_{1i}}{a_{4(i+1)} d_{1i} + a_{1(i+1)} d_{4i}} \\ g_{5i} &= \left(\frac{a_{1(i+1)} d_{5i}}{d_{1i}} - a_{5(i+1)} \right) \frac{d_{1i}}{a_{4(i+1)} d_{1i} + a_{1(i+1)} d_{4i}} - g_{2i} \Delta_i \end{aligned} \right\} \quad (5.46)$$

Уравнение (5.45) получено путем исключения величины $d\theta_i/dt$ из уравнения парожидкостного пространства i -го аппарата и уравнения греющей камеры $(i+1)$ -го аппарата — например, из уравнений (5.24) и (5.27).

Уравнения для определения $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$ в системе (5.37) — (5.43) можно получить также, рассматривая парожидкостное пространство и греющую камеру смежных аппаратов как единое звено и записав для этого звена уравнения материального и теплового балансов. Однако чтобы сохранить единую последовательность вывода уравнений МВУ, целесообразно первоначально составить систему уравнений для каждого аппарата, а затем полученные системы рассматривать совместно.

Для противоточной выпарной установки система уравнений (5.37) — (5.43) не меняется, если за независимую переменную принять расход греющего пара в последнем аппарате, а для определения температуры в первом аппарате добавить уравнения конденсатора или считать $\theta_n = \text{const}$.

Уравнения прямоточной и противоточной МВУ без пароотборов можно получить из уравнений (5.37) — (5.43), приняв

$$E_1 = 0, \quad E_2 = 0, \dots, E_n = 0 \quad (5.47)$$

Схема установки с параллельным использованием вторичных паров представлена на рис. 5,1, *в*. Методика построения математической модели такой установки описана в работе [3].

Если необходимо определить изменения температурных депрессий в переходных процессах вследствие изменения концентрации, то в качестве уравнений связей следует использовать соотношения (5.4). При этом если температурная депрессия определяется степенной зависимостью от концентрации ($\Delta = a_1^* + a_2^* b^{\omega}$), то уравнение связи принимает вид (5.7).

Таким образом, дополняя системы уравнений выпарных установок, например систему уравнений (5.19) — (5.21), соответствующими уравнениями связи, например уравнениями (5.1), (5.3), а также уравнениями для коэффициентов теплоотдачи, можно получить полную систему уравнений, описывающую установившиеся и переходные процессы в многоступенчатых выпарных установках.

Рассмотренные системы уравнений позволяют моделировать переходные процессы в МВУ с учетом зависимости коэффициентов уравнений от температур, концентраций и уровней.

В общую систему уравнений в качестве независимой переменной входит расход греющего пара в первый аппарат D_1 . При автоматизации установок возникает необходимость выбора в качестве входной переменной хода регулирующего клапана μ . Для этого в уравнениях МВУ величину D_1 необходимо заменить величиной μ с помощью типовой нелинейной функции, предложенной В. В. Бирюковым и В. В. Кафаровым [117].

Рассмотренные системы уравнений при числе ступеней выпаривания $n > 3$ громоздки. В первом приближении можно прини-

мать коэффициенты этих уравнений постоянными. Если же возникает необходимость учета нелинейных свойств объекта, то систему уравнений МВУ дополняют зависимостями (4.51) коэффициентов уравнений от определяющих их переменных и другими характерными соотношениями.

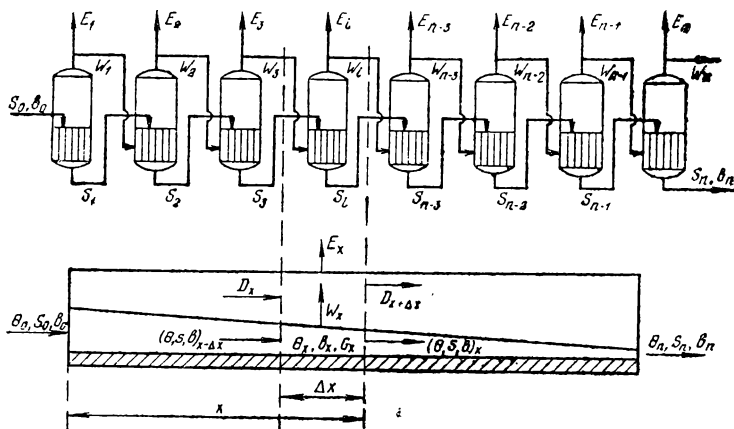


Рис. 5.2. Схема дискретной и непрерывной моделей МВУ.

Математические модели МВУ и УМИ громоздки. Один из методов упрощения формы представления этих моделей, предложенный Н. Винером и развитый в работах по изучению ректификационных колонн [20], основан на описании систем взаимосвязанных дискретных элементов уравнениями в частных производных.

На рис. 5.2 представлена схема дискретной и непрерывной моделей МВУ. Для описания динамики n -ступенчатой установки по концентрации необходимо составить систему из n обыкновенных дифференциальных уравнений (4.49). Эта система может быть заменена одним уравнением в частных производных. Действительно, для сосредоточенной модели можно записать:

$$G_x \frac{db_x}{\partial \tau} = S_x b_x - S_{x-\Delta x} b_{x-\Delta x}$$

где G_x — масса жидкости в элементе Δx .

Учитывая далее, что

$$S_{x-\Delta x} = S_x - \frac{\partial S}{\partial x} \Delta x \quad \text{и} \quad b_{x-\Delta x} = b_x - \frac{\partial b}{\partial x} \Delta x$$

и пренебрегая членами второго порядка малости, получим:

$$G_x^* \frac{\partial b_x}{\partial \tau} = - \frac{\partial (b_x S_x)}{\partial x} \quad (5.48)$$

где $G_x^* = \frac{G_x}{\Delta x}$ — количество жидкости на единицу «длины» элемента Δx .

Аналогично можно получить дифференциальное уравнение, описывающее приближенно переходные режимы МВУ по температуре жидкости θ . Если принять одноемкостную сосредоточенную модель выпарного аппарата (тепловые емкости греющей камеры и металла поверхности нагрева не учитываются или добавляются с соответствующими коэффициентами к емкости жидкости), то для элемента Δx можно записать:

$$a_{1x} \frac{d\theta_x}{dt} = k_x F_x (t_{пх} - \theta_x) + (Sc\theta)_{x-\Delta x} - (Sc\theta)_x - W_x i_x'' - Q_x^п \quad (5.49)$$

где a_{1x} — тепловая емкость элемента Δx ; k_x , F_x — соответственно коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева элемента Δx ; $Q_x^п$ — тепловые потери элемента Δx . Используя соотношения

$$W_x = E_x + D_{x+\Delta x} = E_x + \frac{k_{x+\Delta x} F_{x+\Delta x}}{r_x} (\theta_x - \theta_{x+\Delta x})$$

и

$$t_{пх} = \theta_{x-\Delta x} - \Delta_{x-\Delta x}$$

получим:

$$a_{1x} \frac{d\theta_x}{dt} = a_{2x} (\theta_{x-\Delta x} - \theta_x) + (Sc\theta)_{x-\Delta x} - (Sc\theta)_x - a_{3x} (\theta_x - \theta_{x+\Delta x}) + a_{4x} \quad (5.50)$$

Здесь

$$a_{2x} = k_x F_x; \quad a_{3x} = \frac{k_{x+\Delta x} F_{x+\Delta x} i_x''}{r_x};$$

$$a_{4x} = -E_x i_x'' - k_x F_x \Delta_{x-\Delta x} - Q_x^п + \frac{k_{x+\Delta x} F_{x+\Delta x} \Delta_x}{r_x}$$

где Δ_x — температурная депрессия; E_x — расход пара, отбираемого с элемента Δx .

Учитывая далее, что

$$(Sc\theta)_{x-\Delta x} = (Sc\theta)_x - \frac{\partial (Sc\theta)}{\partial x} \Delta x;$$

$$\theta_{x-\Delta x} = \theta_x - \frac{\partial \theta}{\partial x} \Delta x; \quad \theta_{x+\Delta x} = \theta_x + \frac{\partial \theta}{\partial x} \Delta x$$

и пренебрегая членами второго порядка малости, получим:

$$a_{1x}^* \frac{\partial \theta}{\partial t} = -(a_{2x} + a_{3x}) \frac{\partial \theta}{\partial x} \pm \frac{\partial (Sc\theta)}{\partial x} + a_{4x} \quad (5.51)$$

где $a_{1x}^* = a_{1x}/\Delta x$ характеризует тепловую емкость на единицу длины.

Заменяя уравнения (5.48) и (5.51) системой конечно-разностных уравнений и придавая переменной x смысл числа аппаратов, можно получить систему дифференциальных уравнений МВУ по концентрациям и температурам. При этом G_x^* и a_{1x}^* — соответственно количество жидкости в одной ступени выпаривания и тепловая емкость ступени.

В случае большого числа ступеней выпаривания, характерно для современной техники (например, термические опреснительные установки), для приближенного расчета переходных процессов в МВУ можно использовать аналитические решения уравнений (5.48), (5.51) при соответствующих условиях однозначности. Точность этих расчетов тем выше, чем больше число ступеней. Использование метода ограничено следующими условиями:

1) число ступеней выпаривания должно быть большим ($n > 5$); 2) схемы МВУ либо должны быть структурно однородными, либо должны преобразовываться в структурно однородные без существенных погрешностей.

5.3. МОДЕЛИ МВУ, ВЫПОЛНЕННЫХ ПО СЛОЖНЫМ СХЕМАМ

Широкое распространение в различных отраслях промышленности получили схемы МВУ, в которых выпарные и испарительные аппараты работают совместно с теплообменниками для подогрева жидкости, поступающей на выпаривание, самоиспарителями, предназначенными для использования внутренней энергии конденсата и раствора и с различными технологическими и энергетическими агрегатами [2]. Расчет и моделирование таких систем необходимо производить на основе совместного рассмотрения уравнений, описывающих процессы в отдельных аппаратах.

Схема МВУ с подогревателями и соответствующий потоковый граф представлены на рис. 5.1, *з*.

При совместной работе МВУ с потребителями тепла следует различать два случая: а) сопротивление паропровода, соединяющего выпарной аппарат и теплообменник, незначительно; б) пар, нагревающий жидкость в подогревателе, дросселируется регулирующим органом.

В первом случае температура пара в парожидкостном пространстве испарителя t_i равна температуре пара в греющей камере теплообменника t_i^T . При этом из уравнения (4.140) получим:

$$D_i^T = E_i = \frac{a_1^T}{a_4^T} \cdot \frac{dt_i^T}{d\tau} + \frac{a_2^T}{a_4^T} t_i^T - \frac{a_3^T}{a_4^T} t_c^T - \frac{a_5^T}{a_4^T} \quad (5.52)$$

Рассматривая совместно уравнения (4.52), (4.138), (4.139) и (5.52), получим замкнутую систему, описывающую установившиеся и переходные процессы в выпарных установках, работающих с парожидкостными подогревателями.

Во втором случае расход пара определяется положением регулирующего органа, его характеристикой, а также перепадом давлений на клапане. На основе известных зависимостей для расхода насыщенного пара через клапан можно записать:

$$E_i = f_1(\mu_i) f_2(p_i, p_i^T) = f_1(\mu_i) f_3(t_i, t_i^T) \quad (5.53)$$

где p_i и p_i^T — давление до и после клапана (давление в парожидкостном пространстве испарителя и в греющей камере теплообменника).

Подставляя соотношение (5.53) в уравнение (4.140), получим

$$a_1 \frac{dt_i^T}{d\tau} = -a_2 t_i^T + a_3 t_{c_i}^T + a_4 f_1(\mu_i) f_3(t_i, t_i^T) + a_5 \quad (5.54)$$

Дополняя уравнения (4.52), (4.138), (4.139) уравнением (5.54), получим систему, описывающую процессы в МВУ с теплообменниками для случая, когда поступление пара в теплообменники регулируется. При этом очевидно, что здесь к обычным для МВУ воздействиям добавляются величины хода регулирующих органов на линии подачи пара в теплообменник.

Рассмотренная модель теплообменника содержит три емкости: две — с сосредоточенными параметрами (греющая камера и поверхность нагрева) и одну — с распределенными параметрами (жидкость). Во многих случаях можно использовать более простую трехзвенную модель теплообменника, когда все три емкости — с сосредоточенными параметрами:

$$\left. \begin{aligned} a_1^T \frac{dt_{п}^T}{d\tau} &= -a_2^T t_{п}^T + a_3^T t_{c}^T + a_4^T D^T + a_5^T \\ c_1^T \frac{dt_c^T}{d\tau} &= -c_2^T t_c^T + c_3^T t_{п}^T + c_4^T \theta^T \\ d_1^T \frac{d\theta^T}{d\tau} &= -d_2^T \theta^T + d_3^T t_c^T + d_4^T \end{aligned} \right\} \quad (5.55)$$

где $d_1^T = V\tau\rho'c'$; $d_2^T = \alpha_2^T F^T + 2S_0 c'$; $d_3^T = \alpha_2^T F^T$; $d_4^T = 2S_0 c' \theta_0^T$

Внутренняя энергия конденсата в схемах МВУ обычно используется на получение пара в расширителях. Схемы использования внутренней энергии конденсата при смешении пара из отбора (E_i) и пара, полученного в результате расширения кон-

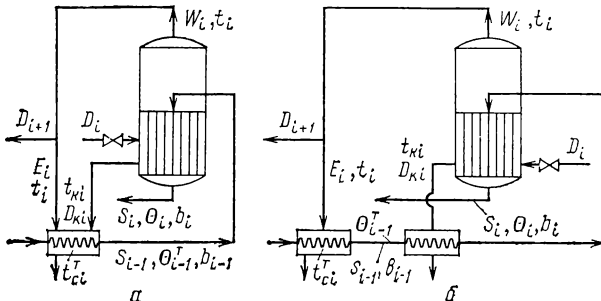


Рис. 5.3. Схемы использования тепла конденсата.

денсата непосредственно в греющей камере парожидкостного теплообменника, представлены на рис. 5.3, а.

Если принять, что процесс самоиспарения развивается со скоростью, на несколько порядков превышающей скорость переходных процессов в испарителях и теплообменниках, и что весь конденсат, образующийся в греющей камере испарителя, отво-

дится на самоиспарение, то уравнение греющей камеры теплообменника записывается в виде

$$a_1 \frac{dt_i^T}{dt} = -a_2 t_i^T + a_3 t_{ci}^T + a_4 E_i + a_6 - \frac{D_{ki}(t_{ki} - t_i^T)}{r_{\Pi i}^T} \quad (5.56)$$

Для получения замкнутой системы уравнений, описывающей процессы в этом случае, необходимо уравнения (4.52), (4.135) — (4.137) рассматривать совместно и дополнительно привлечь соотношение, связывающее температуру конденсата с температурой насыщенного пара в теплообменнике

$$t_{ki} = t_i^T - \bar{\Delta} \quad (5.57)$$

а также уравнение для определения расхода конденсата, поступающего из греющей камеры выпарного аппарата

$$D_{ki} = D_i - V_{oi} \frac{\partial \rho''}{\partial t_i^T} \cdot \frac{dt_i^T}{dt} \quad (5.58)$$

Если внутренняя энергия конденсата используется в отдельном подогревателе (рис. 5.3, б), то система уравнений МВУ дополняется уравнениями, описывающими оба подогревателя.

Комбинированная энергоопреснительная установка, состоящая из двух основных блоков — газотурбинного агрегата и МВУ с пленочными испарителями — рассмотрена в работе [161]. Для определения числа зависимых и независимых переменных используется граф установки. Число зависимых переменных (и соответственно число уравнений математической модели установки) равно 77, из них 51 — параметры потоков энергоносителей, 26 — «внутренние» параметры. Оптимизируются независимые параметры — расходы энергоносителей, температуры и др. в элементах установки. Сигнальные графы МВУ рассмотрены автором совместно с И. М. Федоткиным и В. Г. Беликом [162].

Для нахождения математической модели МВУ, работающей с расширителями, необходимо систему уравнений выпарной установки дополнить уравнениями расширителей.

Рассмотренная методика позволяет получить системы уравнений, описывающие переходные и установившиеся процессы в многоступенчатых испарительных и выпарных установках с отбором вторичного пара и без отбора, прямоточных и противоточных. Подробный пример построения математической модели выпарной станции хлорного производства приведен в книге [3].

5.4. МОДЕЛИ ОПТИМИЗАЦИИ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Математические модели оптимизации выпарных установок включают целевые функции, систему уравнений, описывающих взаимосвязи между параметрами установки (модель функционирования) и систему ограничений.

Критерии эффективности и целевые функции. Критерии эффективности выпарных установок можно подразделить на кри-

терии, используемые при проектировании установок и при их эксплуатации. При проектировании установок в качестве критерия эффективности широко используются суммарные расчетные затраты (абсолютные или приведенные). Этот критерий наиболее полно оценивает экономическую эффективность создаваемых выпарных установок, так как учитывает энергетические и материальные затраты, а также затраты на рабочую силу, технологические особенности процессов и др.

Возможны два основных случая определения параметров установки: 1) независимо от определения параметров оборудования для предварительной и последующей обработки жидкости и энергетического оборудования; 2) совместно с определением параметров агрегатов, связанных с выпарной установкой.

В первом случае расчетные затраты C (в руб/год) равны:

$$C = \mathcal{E}' + \psi K' \quad (5.59)$$

где \mathcal{E}' , K' — эксплуатационные и капитальные затраты; ψ — коэффициент эффективности капиталовложений, 1/год.

Зачастую более удобным критерием являются приведенные расчетные затраты:

$$C_* = \frac{C}{\sum W T_*} \quad \text{или} \quad C'_* = \frac{C}{S_0 T_*} \quad (5.60)$$

где T_* — продолжительность работы установки, ч/год.

Во втором случае

$$\bar{C} = \mathcal{E}' + \mathcal{E}'' + \mathcal{E}''' + \mathcal{E}'''' + \psi (K' + K'' + K''' + K'''')$$

$$\bar{C}_* = \frac{\bar{C}}{\sum W T_*} \quad \text{или} \quad \bar{C}'_* = \frac{\bar{C}}{S_0 T_*} \quad (5.61)$$

где \mathcal{E}'' , \mathcal{E}''' , \mathcal{E}'''' — эксплуатационные расходы на предварительную подготовку раствора, выпаривание и энергоснабжение; K'' , K''' , K'''' — капитальные затраты на оборудование предварительной подготовки раствора, выпарную и энергетическую установки.

В первом случае необходимо найти зависимость \mathcal{E}' и K' от параметров выпарной установки, во втором — зависимости \mathcal{E}' , ..., \mathcal{E}'''' и K' , ..., K'''' от параметров не только выпарной установки, но и энергетического и вспомогательного оборудования. Например, для оптимального проектирования водоопреснительной установки необходимы зависимости типа

$$\begin{aligned} \mathcal{E}' &= f_1 \left(\sum W, n, t_{\text{п}}, \theta_{\text{р}} \dots \right); & \mathcal{E}'' &= f_2 (D_1, N_3, t_{\text{п}}, \dots); \\ \mathcal{E}''' &= f_3 \left(\sum W, n, S_0, \dots \right) \\ K' &= f_4 \left(\sum W, n, t_{\text{п}}, K_i, \dots \right); & K'' &= f_5 (N_3, D_1, t_n, \dots); \\ K''' &= f_6 \left(\sum W, n, t_n, \dots \right) \end{aligned} \quad (5.62)$$

где $t_{п}$, $\theta_{р}$ — температуры греющего пара и подогрева воды в регенераторах; D_1 , $N_э$ — расход греющего пара и электрическая мощность энергоблока.

Уравнения (5.62) можно получить на основе математического описания и предварительных проектно-конструкторских проработок энергетической установки и вспомогательного оборудования. Например, для определения K' могут быть использованы зависимости типа

$$K' = c_F F + K_{пр}' \quad (5.63)$$

где c_F , F — соответственно стоимость выпарных аппаратов, отнесенная к единице поверхности нагрева, и суммарная поверхность нагрева МВУ; $K'_{пр}$ — прочие капиталовложения в МВУ, не пропорциональные F . Величины c_F , $K'_{пр}$ определяются на основе данных проектно-конструкторских проработок.

Приведенные расчетные затраты определяются соотношением

$$\bar{C}'_* = \frac{\bar{C}_T + \bar{C}_э + \bar{C}_в + \bar{C}_R + \bar{C}_к + \bar{C}_{пр}}{S_0 T_*} \quad (5.64)$$

где \bar{C}_T , $\bar{C}_э$, $\bar{C}_в$, \bar{C}_R , $\bar{C}_к$, $\bar{C}_{пр}$ — годовые затраты на топливо (тепло, пар), электроэнергию, воду, реагенты, капитальные и прочие (трудоzатраты, цеховые и заводские расходы и др.).

Годовые затраты на топливо равны:

$$\bar{C}_T = c_T \bar{B} S_0 T_* \quad (5.65)$$

где c_T — стоимость условного топлива; \bar{B} — удельный расход топлива на отделение 1 т воды.

Для установок, потребляющих пар или тепло, величина \bar{C}_T определяется соответственно:

$$\bar{C}_T = c_{п} \bar{d} S_0 T_*; \quad \bar{C}_T = c_q \bar{q} S_0 T_0 \quad (5.66)$$

где $c_{п}$, c_q — стоимость соответственно пара и тепла; \bar{d} , \bar{q} — удельные расходы соответственно пара и тепла на отделение от раствора 1 т воды.

Годовые затраты на электроэнергию равны

$$\bar{C}_э = c_э \bar{N} S_0 T_* \quad (5.67)$$

где $c_э$ — стоимость электроэнергии; \bar{N} — удельный расход электроэнергии на отделение 1 т воды.

Годовые затраты на пресную воду и реагенты равны соответственно:

$$\bar{C}_в = c_в \bar{G}_в S_0 T_* \quad (5.68)$$

$$\bar{C}_R = c_R \bar{R} S_0 T_* \quad (5.69)$$

где $c_в$, c_R — стоимость 1 т соответственно пресной воды и реагентов; $\bar{G}_в$, \bar{R} — расход соответственно пресной воды и реагентов.

Годовая составляющая капитальных затрат равна

$$C_k = \psi K' = (P_a + P_n) \bar{K}_* S_0 T_* \quad (5.70)$$

где P_a , P_n — коэффициенты амортизационных отчислений и нормативный; \bar{K}_* — удельные капитальные затраты на 1 т отделяемой воды. Прочие годовые затраты равны:

$$\bar{C}_{пр} = c_{пр} S_0 T_* \quad (5.71)$$

где $c_{пр}$ — удельная величина прочих затрат.

Подставляя соотношения (5.66) — (5.71) в (5.64), получим:

$$\bar{C}'_* = c_T \bar{q} + c_э \bar{N} + c_в \bar{G}_в + c_R \bar{R} + (P_a + P_n) \bar{K} + c_{пр} \quad (5.72)$$

Здесь приведенные расчетные затраты выражены через удельные расходы тепла, электроэнергии, воды и другие удельные показатели.

Величины \bar{C}_* и C'_* можно представить также в следующем виде

$$C_* = \frac{c_{\text{п}}D_1 + c_{\text{в}}G_{\text{в}} + c_{\text{э}}N + c_{\text{Р}}R + c_{\text{пр}}}{\sum W} + \frac{\psi}{\sum WT_*} K' \quad (5.73)$$

$$C'_* = \frac{c_{\text{п}}D_1 + c_{\text{в}}G_{\text{в}} + c_{\text{э}}N + c_{\text{Р}}R + c_{\text{пр}}}{S_0} + \frac{\psi}{S_0 T_*} K' \quad (5.74)$$

где D_1 , N , $G_{\text{в}}$, R — расход соответственно пара (тепла), электроэнергии, воды, реагентов.

Во втором случае

$$\bar{C}'_* = C'_* + \frac{\mathcal{E}' + \mathcal{E}'' + \mathcal{E}''' + \psi(K'' + K''' + K''''')}{S_0 T_*} \quad (5.75)$$

В ряде случаев кроме этих критериев могут применяться следующие: капиталовложения в установку, суммарная поверхность нагрева, расход энергоресурсов, расход дефицитных материалов, масса и габариты установки, себестоимость продукта, его качество и др. Например, при заданной производительности проектируется установка, для которой обеспечивается условие $\min K$ или $\min F$. Отдельные элементы системы могут проектироваться с целью обеспечения условия $\max S_0$, $S_{\text{к}}$ или ΣW .

Зачастую важнейшим критерием выпарной установки является качество готового продукта, показателем которого, в зависимости от назначения продукта, является содержание в нем определенных компонентов, цветность и др. Этот показатель обычно определяется температурным режимом и продолжительностью тепловой обработки. В отдельных случаях качество продукта может быть связано с суммарной продолжительностью тепловой обработки степенной зависимостью. При этом условие оптимальности

$$K_{\text{к}} = \max \left[a_1 - a_2 \left(\sum_{i=1}^n T_i \right)^{a_3} \right] \quad (5.76)$$

где $K_{\text{к}}$ — критерий качества продукта; T_i — продолжительность тепловой обработки в i -м аппарате; a_1 , a_2 , a_3 — постоянные числа.

Критерию $K_{\text{к}}$ соответствует критерий качества $K_{\text{к}}'$:

$$K_{\text{к}}' = \min \left(\sum_{i=1}^n T_i \right)^{a_3} \quad (5.77)$$

В отдельных случаях при построении критерия качества необходимо учитывать зависимость его не только от времени пребывания, но и от температурного режима аппаратов. Условие оптимальности может быть представлено в виде

$$K_{\text{к}} = \max \left[P_1 - P_2 \left(\sum_{i=1}^n a(\theta_i) T_i \right)^{P_3} \right] \quad (5.78)$$

где $a(\theta_i)$ — «вес» времени T_i , определяемый зависимостью показателя качества от температуры; P_1, P_2, P_3 — постоянные числа.

Время T_i приближенно можно оценить по соотношению

$$T_i = \rho_i^m V_i / S_i \quad (5.79)$$

Можно принять, что объем раствора пропорционален поверхности нагрева аппарата:

$$V_i = m_i F_i = m_i \frac{W_i r_i}{K_i \Delta t_i} \quad (5.80)$$

Если производительности аппаратов равны, то

$$V_i = m_i \frac{\bar{W} r_i}{K_i \Delta t_{in}} \quad (5.81)$$

Далее

$$S_i = S_0 - \sum_{i=1}^{i-1} W_i = \frac{b_k}{b_k - b_0} \bar{W} - \sum_{i=1}^{i-1} W_i = \bar{W} \left(\frac{b_k}{b_k - b_0} - \frac{i}{n} \right) \quad (5.82)$$

и

$$T_i = \frac{m_i \rho_i r_i}{K_i \Delta t_i \left(\frac{b_k}{b_k - b_0} - \frac{i}{n} \right) n} \quad (5.83)$$

Определив средний коэффициент теплоотдачи аппаратов K_{cp} и приняв равными температурные напоры по аппаратам:

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \dots = \Delta t_n = \frac{t_{II} - t_k - \sum_{i=1}^n \Delta_i}{n} \quad (5.84)$$

можно оценить суммарную продолжительность тепловой обработки продукта в выпарной установке:

$$\sum T_i = \frac{m \rho_{cp} r_{cp}}{K_{cp} \left(t_{II} - t_k - \sum_{i=1}^n \Delta_i \right)} \sum_{i=1}^n \frac{1}{\frac{b_k}{b_k - b_0} - \frac{1}{n}} \quad (5.85)$$

В ряде случаев качество продукта характеризуется несколькими показателями. При этом желательно формирование обобщенного показателя качества, определяемого через отдельные частные показатели.

Необходимо отметить, что имеются лишь отдельные попытки определения достаточно надежных зависимостей показателей качества от продолжительности обработки жидкости и температуры. В дальнейшем получению этих зависимостей следует уделять существенно больше внимания.

• В общем случае при проектировании выпарной установки важно получить минимум расчетных затрат при высоком качестве готового продукта. При этом возникают противоречия. Например, с ростом числа ступеней выпаривания уменьшается расход тепла на выпаривание, но снижается критерий качества, так

как увеличивается время пребывания продукта в установке. Если возможна стоимостная оценка качества, то можно сформулировать критерий, учитывающий стоимость качества. В большинстве случаев этот путь затруднен, и установка проектируется с целью получения минимальных затрат при условии, что качество продукта находится в допустимых пределах.

Для действующих установок используются критерии эффективности, описанные в гл. 9.

Следует отметить, что соотношения для критериев эффективности работающих установок вытекают из уравнений (5.74) и (5.75) при условии, что капитальные затраты действующих установок — величины постоянные.

В каждом конкретном случае могут использоваться те или иные критерии эффективности; их выбор является специальной технико-экономической задачей, решение которой производится с учетом специфики условий работы данного производства.

Математические модели функционирования. В целевые функции (5.73), (5.74) и т. п. входят параметры выпарных установок $\Sigma W, D_1, S_0, \theta_i$ и др. для определения которых необходимо использовать уравнения, связывающие конструктивные и режимные параметры установок. Методика составления математических моделей функционирования элементов выпарных установок рассмотрена в гл. 4, а установок в целом — в данной главе.

Система ограничений. Определение параметров установок на основе математических моделей производится с учетом ограничений, накладываемых на переменные условиями функционирования объекта, свойствами рабочих тел и конструкционных материалов, эксплуатационными требованиями и т. п.

При расчете и оптимизации имеются два основных типа ограничений: 1) ограничения типа неравенств на зависимые и независимые переменные ($\bar{Y}_{\min} \leq \bar{Y} \leq \bar{Y}_{\max}; \bar{X}_{\min} \leq \bar{X} \leq \bar{X}_{\max}$); 2) функциональные ограничения, например ограничения, возникающие при выполнении условия минимизации суммарной поверхности нагрева установки: $\min \Sigma F_i = (\Sigma F_i)_{\text{оп}}$.

При проектировании выпарной установки в качестве ограничений могут использоваться различные условия: минимизация суммарной поверхности нагрева установки при равных поверхностях нагрева отдельных аппаратов; минимизация расходов тепла при заданных числе ступеней выпаривания и габаритах.

В зависимости от поставленной задачи в систему ограничений могут входить следующие условия:

а) $K_k \approx \bar{K}_k$

б) $\theta_1 \leq \theta_1^{\max}$

в) $t_k'' > t_{\text{oc}}$

г) $F_1 = F_2 = \dots = F_n$

д) $H_1 = H_2 = \dots = H_n$

- е) $d_1^k = d_2^k = \dots = d_n^k$
 ж) $d_1^{TP} = d_2^{TP} = \dots = d_n^{TP}$
 з) условия д) и е) одновременно
 и) $\min \sum F$
 к) $\min \sum F; \quad F_n = \bar{F}_n$
 л) $F_1 = F_2 = \dots = F_{n-1}; \quad F_n = \bar{F}_n$

м) условия г) и и) одновременно; ограничения по величине отборов.

Пределы и вид ограничений определяются конструктивными соображениями, условиями протекания процессов (например, накипеобразованием), требованиями к производительности установки и качеству продукта, условиями работы смежных агрегатов и др.

Так, например, ограничение г) из системы (5.89) целесообразно применять, как показано в работе [164], при соотношении коэффициента теплопередачи в первом и последнем аппаратах прямоточной МВУ: $K_n/K_1 \geq 0,25$. В этом случае суммарная разница между поверхностью нагрева, определенной при ограничении г), и поверхностью нагрева, определенной при ограничении и), равна:

$$\delta = 1 - \left(\sum F \right)_r / \left(\sum F \right)_и \leq 10\%$$

и применение ограничения г) обеспечивает более удобное по условиям технологии изготовления аппаратов. При $\delta \geq 10\%$ (что соответствует соотношению $K_n/K_1 < 0,25$) более рационально применение ограничения и). Этот вариант имеет место при упаривании жидкостей с высокой степенью изменения концентрации раствора от аппарата к аппарату.

В установках концентрирования соленых вод имеется ряд специфических ограничений: на максимальные температуру подогрева соленой воды и концентрацию раствора из условий предотвращения кристаллизации; на минимальную температуру уходящих газов из условий предотвращения конденсации паров на поверхностях теплообмена (точка росы); на скорости газа в контактных аппаратах из условия предотвращения уноса жидкости.

5.5. МОДЕЛИ УСТАНОВОК МГНОВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Для получения системы уравнений, описывающих многоступенчатую УМИ, уравнения, записанные для каждой ступени (см. раздел 4.6), рассматриваются совместно с уравнениями, описывающими головной подогреватель, и уравнениями связей между элементами установки. Уравнения связей записываются исходя из условий, что параметры раствора и дистиллята на выходе i -й

ступени равны соответствующим параметрам на входе в $(i+1)$ -ю ступень, а параметры раствора на выходе конденсатора i -й ступени равны соответствующим параметрам на входе в конденсатор $(i-1)$ -й ступени.

Рассматриваемая система уравнений может использоваться для исследования динамических характеристик многоступенчатых УМИ. Эту задачу нельзя решить на основе методики, описанной в работе [159], так как в ней используется незамкнутая система уравнений конденсаторов УМИ (отсутствуют уравнения для парожидкостного пространства испарительной камеры и др.).

На основе модели УМИ, описанной уравнениями (4.141) — (4.146), при условиях

$$\frac{d\theta_i''}{d\tau} = 0; \quad \frac{dh''}{d\tau} = 0; \quad \frac{db_i''}{d\tau} = 0; \quad \frac{dt_{pi}}{d\tau} = 0; \quad \frac{dt_{ci}''}{d\tau} = 0; \quad \frac{dv_i''}{d\tau} = 0$$

можно получить систему уравнений статики установки. Эта система дополняется уравнениями, связывающими коэффициенты теплоотдачи, температурные депрессии и другие величины с соответствующими конструктивными и режимными параметрами ступеней УМИ. Система уравнений, описывающих стационарные режимы УМИ, приведена в гл. 7.

Глава 6

Выпарные установки поверхностного типа

Выпарные установки состоят из основных элементов — выпарных аппаратов (испарителей) и вспомогательного оборудования — конденсаторов, самоиспарителей, теплообменников, насосов и др.

6.1. ВЫПАРНЫЕ АППАРАТЫ

Классификация и устройство. Выпарные аппараты можно классифицировать следующим образом.

1. *По принципу действия* — на аппараты неперерывного и периодического действия. Периодические аппараты имеют ряд преимуществ перед непрерывными; при одной и той же начальной и конечной концентрациях раствора в них достигаются более высокие коэффициенты теплопередачи [5, 32]; облегчается перекачка концентрированного вязкого раствора, так как ее можно осуществить после концентрирования при атмосферном или повышенном давлении (в вакуум-выпарных аппаратах непрерывного действия откачка вязкого раствора затруднена, особенно из последней ступени). Однако эти установки могут использоваться лишь при небольших производительностях.

2. По первичному теплоносителю — на аппараты с паровым, газовым (продукты сгорания, горячий воздух и др.), жидкостным (вода, масло и др.) теплоносителем, а также с электрическим обогревом. В промышленной практике чаще всего применяют обогрев паром, обеспечивающий высокий коэффициент теплоотдачи наряду с удобством регулирования установки. В ряде

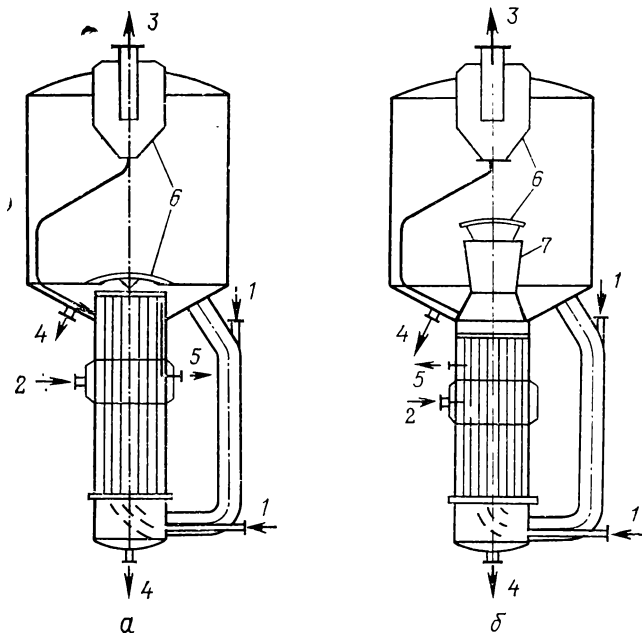


Рис. 6.1. Выпарной аппарат с совмещенными зонами нагрева и парообразования (а) и с вынесенной зоной парообразования (б):

1 — исходный раствор; 2 — подвод теплоносителя; 3 — вторичный пар; 4 — концентрированный раствор; 5 — неконденсирующиеся газы; 6 — сепаратор; 7 — испарительная труба.

случаев целесообразно использование тепла отходящих газов различных технологических агрегатов.

3. По совмещению стадий нагрева и парообразования — на аппараты, в которых эти стадии совмещены (рис. 6.1, а), аппараты с вынесенной зоной парообразования (рис. 6.1, б) и с вынесенной поверхностью нагрева (рис. 6.2). Последние два типа аппаратов применяют для предотвращения интенсивных отложений на поверхности нагрева.

4. По подвижности поверхности нагрева — на аппараты с неподвижной и подвижной (рис. 6.3) поверхностью нагрева. Применение последней вызвано стремлением интенсифицировать процесс теплообмена [55, 165, 166]. Подвижность поверхности нагрева обеспечивается ее вращением или вибрацией. В таких аппаратах скорость движения жидкости относительно поверхности нагрева высока, вследствие чего существенно повышается интенсивность теплообмена; отложения уменьшаются либо пре-

дотраиваются полностью. При этом существенно повышается степень концентрирования растворов.

5. По способу организации движения раствора — на аппараты с естественной (рис. 6.1—6.2, а) и принудительной (рис. 6.2, б) циркуляцией, однократной и многократной. Естественная циркуляция может осуществляться в объеме аппарата

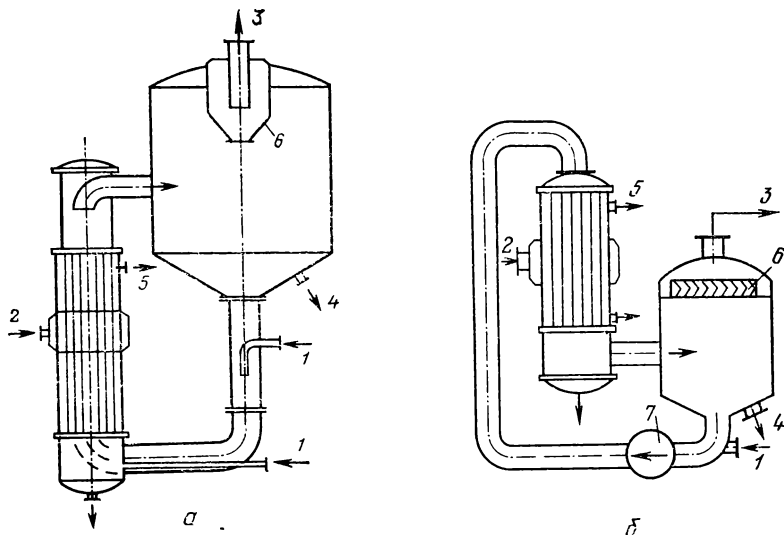


Рис. 6.2. Выпарные аппараты с вынесенной поверхностью нагрева и движением раствора в испарительных трубах снизу вверх (а) и сверху вниз (б):

1—6 — как на рис. 6.1; 7 — циркуляционный насос.

либо обеспечиваться специальными циркуляционными трубами. Принудительная циркуляция организуется с помощью насосов, мешалок или подачи пара (газа). Циркуляция (перемещение) раствора может создаваться также путем вращения либо вибрацией поверхности нагрева.

6. По расположению зоны испарения — на аппараты, в которых испарение раствора производится либо внутри труб, либо в объеме аппарата. При этом жидкость может находиться снаружи поверхности нагрева или же внутри ее.

7. По степени заполнения сечения труб — на аппараты с заполненным и незаполненным сечением. К последним относятся аппараты со вставками и пленочные [92]. Пленочные выпарные аппараты получают в настоящее время все более широкое распространение благодаря тому, что обладают высокой интенсивностью теплообмена при малых температурных напорах. По способу движения пленки такие аппараты подразделяются на аппараты с ниспадающей и восходящей пленкой, а также пленкой, движущейся под действием центробежных сил.

8. По направлению движения пара и жидкости — на аппараты, в которых жидкость движется снизу вверх (см. рис. 6,2, а)

или же сверху вниз (см. рис. 6.2, б). Аппараты с ниспадающей пленкой также подразделяются по направлению движения вторичного пара — вверх или вниз [92]. Последний способ благоприятно сказывается на режиме теплообмена, так как движение пара и пленки в одном направлении способствует увеличению скорости пленки и ее турбулизации.

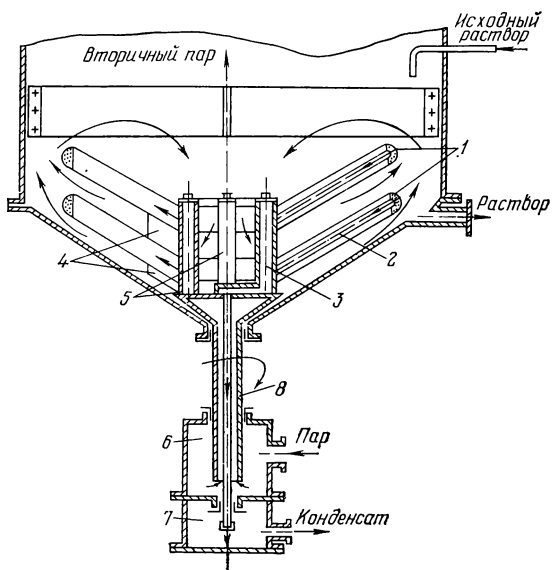


Рис. 6.3. Выпарной аппарат с вращающейся поверхностью теплообмена:

1 — диски поверхности нагрева; 2 — трубка отвода конденсата из греющей камеры; 3 — вертикальные конденсатоотводные трубы; 4 — лопасти; 5 — паровые трубки; 6 — паровая камера; 7 — камера конденсата; 8 — вал ротора.

9. По ориентации поверхности нагрева — на аппараты, в которых поверхности нагрева располагаются вертикально, горизонтально или наклонно.

Выпарные аппараты могут подразделяться также по степени концентрирования — на аппараты небольших концентраций (первые корпуса МВУ) и аппараты высоких концентраций, используемые в однокорпусных установках и в последних ступенях МВУ; по производительности — на аппараты малой и большой производительности.

Конструкции выпарных аппаратов весьма разнообразны, что не всегда диктуется необходимостью. Число действительно эффективных и необходимых типов аппаратов может быть существенно уменьшено, хотя для ряда растворов и условий производства не созданы необходимые выпарные аппараты. Это, в частности, относится к аппаратам предельного выпаривания.

Наиболее распространенным теплоносителем в выпарной технике является водяной пар, поэтому в большинстве случаев основной процесс в греющей камере — конденсация пара. Она мо-

жет осуществляться внутри и снаружи труб, а также на плоских и цилиндрических поверхностях. Поверхности конденсации могут быть гладкими и волнистыми (см. гл. 3).

При конструировании греющих камер основное внимание уделяется обеспечению необходимой прочности камеры, равномерному распределению парового потока и полному отводу конденсата и неконденсирующихся газов. Чаще всего греющая камера состоит из обечайки с приваренными к ней двумя трубными досками, в которые завальцованы трубки поверхности нагрева. Обечайка может явиться частью корпуса аппарата. В этом случае пар подводится через поверхность обечайки. Греющие камеры могут подвешиваться внутри корпуса. В этом случае греющий пар может подводиться либо через одну из трубных досок в центральную часть камеры, не заполненную трубками, либо через трубу, расположенную в центре камеры. Эта труба, открытая с одного конца, имеет прорези для равномерного распределения пара по высоте труб. В греющей камере устанавливаются перегородки, которые выполняют двойную функцию: обеспечивают течение пара перпендикулярно трубам и увеличивают жесткость трубного пучка, препятствующую вибрации труб. Конденсат отводится из нижней точки греющей камеры через конденсатоотводчики, предотвращающие выход пара из камеры.

Важное значение имеет оттяжка неконденсирующихся газов, скапливающихся у поверхности конденсации. Она производится с помощью специальных заборных трубок, расположенных в различных точках пространства греющей камеры. В простейшем случае осуществляется продувка парового пространства в одной или нескольких точках корпуса греющей камеры.

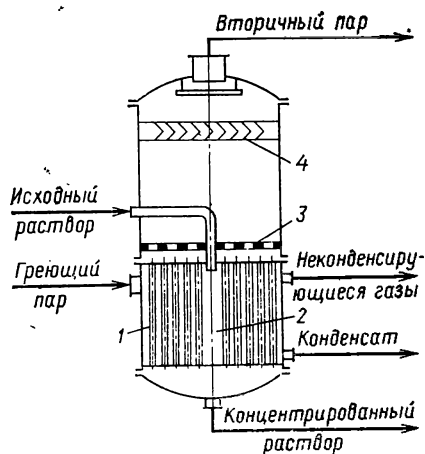
При конденсации пара внутри горизонтальных труб для интенсификации движения конденсата поверхность нагрева устанавливается под небольшим углом, а также осуществляется дополнительный пропуск пара, способствующий удалению конденсата.

Выпаривание осуществляется внутри или снаружи труб. Поверхности теплообмена со стороны выпариваемой жидкости могут быть гладкими, шероховатыми, полированными, волнистыми, оребренными. Для снижения интенсивности отложений при выпаривании коллоидных растворов и суспензий используются полированные поверхности, однако стоимость их обработки высока.

В последние годы для интенсификации теплообмена в выпарных аппаратах и испарителях все чаще используются волнистые трубы. Они широко применяются в дистилляционных выпарных установках. Особенно эффективно применение волнистой поверхности на стороне конденсации (см. гл. 3).

Парожидкостная камера. Известны следующие основные конструкции этих камер: встроенная (рис. 6.4), вынесенная (см. рис. 6.1) и с вынесенной зоной испарения в трубе (см. рис. 6.2). Парожидкостная камера может быть вертикальной или горизонтальной.

В верхней паровой зоне камеры устанавливаются сепараторы пара от капель раствора, уносимого с зеркала испарения. Используются сепараторы различных конструкций: жалюзийные, центробежные, с дырчатым листом, затопленным дырчатым листом, циклонные, струйные и др. Вопросы сепарации пара в выпарных аппаратах рассматриваются в книге [43].



При необходимости в паровой части парожидкостного пространства устанавливается пеноразмывочное устройство. Оно представляет собой кольцеобразное корыто, в нижней части которого расположена кольцевая труба с отверстиями

Рис. 6.4. Выпарной аппарат с встроенной греющей камерой:

1 — греющие трубы; 2 — циркуляционная труба; 3 — погруженный дырчатый лист; 4 — сепаратор.

ми. В эту трубу подается вода, которая после выхода из отверстий разбивает пену и стекает в корыто.

При небольших производительностях по испаренной воде (до 3 т/ч) могут применяться выпарные аппараты с паровой рубашкой без мешалки и с мешалкой [32], в которых кипение производится в большом объеме. Перемешивание интенсифицирует процесс выпаривания и существенно увеличивает продолжительность работы аппарата между очистками.

Унификация вертикальных трубчатых аппаратов проведена УКРНИИхиммашем [167].

Если при выпаривании растворов образуются отложения, то для концентрирования таких растворов применяют аппараты с вынесенной поверхностью нагрева. В них облегчается очистка поверхности от отложений, так как доступ к трубам легко осуществляется при открытой верхней крышке. Поскольку циркуляционная труба не обогревается, создаются условия для интенсивной циркуляции жидкости. При этом плотность раствора в выносной циркуляционной трубе больше, чем в циркуляционных трубах, размещенных в греющих камерах, что обеспечивает высокую скорость циркуляции раствора (до 1,5 м/с) и препятствует интенсивному образованию отложений на поверхности нагрева.

Высокая интенсивность теплоотдачи и уменьшение отложений обеспечиваются в аппаратах с вынесенной поверхностью нагрева и с принудительной циркуляцией. Эти аппараты особенно эффективны при выпарке кристаллизующихся растворов. Трубный пучок может располагаться как вертикально, так и горизонтально. Вследствие больших кратностей циркуляции паросодержание

жидкости невысоко. Возможно также небольшое дросселирование жидкости на выходе из труб с таким расчетом, чтобы давление в трубах было больше давления насыщенного пара, соответствующего температуре раствора на выходе из трубы. При этом испарение в трубах исключено, оно происходит на выходе из трубного пучка. В этом случае отложения на поверхности теплообмена существенно уменьшаются. Такую закономерность объясняют тем, что отложения возникают и нарастают более интенсивно в местах зарождения и роста паровых пузырей.

Благодаря работам СвердНИИхиммаша большое распространение в установках для выпаривания кристаллизующихся растворов и опреснения соленых вод получили аппараты с вынесенной зоной кипения и с естественной и принудительной циркуляцией. Работы по созданию таких аппа-

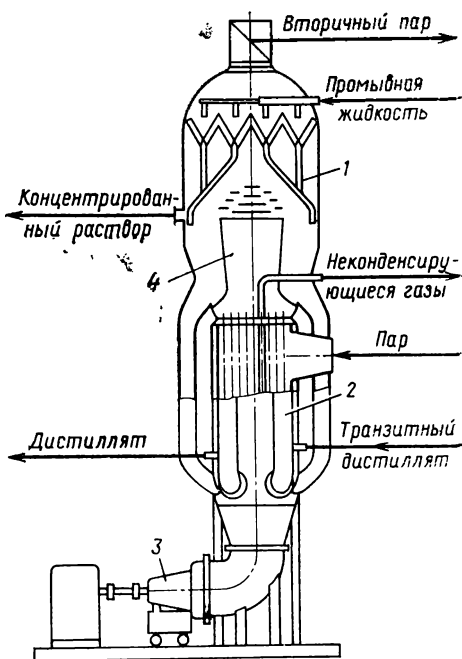


Рис. 6.5. Выпарной аппарат с принудительной циркуляцией:

1 — сепаратор; 2 — циркуляционные трубы; 3 — циркуляционный насос; 4 — испарительная труба.

ратов были начаты Р. Е. Левиным [1] и Н. А. Ушатинским и в дальнейшем продолжены С. И. Голубом, В. Б. Чернозубовым и др. [168].

Аппараты с вынесенной зоной испарения проектируются так, чтобы раствор в трубах подогревался без испарения, которое осуществляется вне поверхности нагрева. Это приводит к снижению накипеобразований. Для дополнительного уменьшения накипи в аппаратах вводятся затравочные кристаллы.

Выпарные аппараты конструкции СвердНИИхиммаша с естественной циркуляцией могут эффективно работать при разности температур не менее 10—12 град. Аппараты же с принудительной циркуляцией имеют высокие показатели при значительно меньших перепадах температур. Такой аппарат (рис. 6.5) состоит из греющей камеры, сепаратора и циркуляционного насоса [169] (греющая камера поверхностью нагрева 1600 м² имеет диаметр 3,4 м и высоту 6 м). Особенностью конструкции является отвод неконденсирующихся газов из центра трубного пучка, что обеспечивает хорошую вентиляцию труб при малом гидрав-

лическом сопротивлении. Равномерному подводу пара к трубному пучку способствует кольцевое пространство между корпусом камеры и крайними трубками. В нижней части греющей камеры предусмотрено кольцевое пространство для перепуска дистиллята из одного корпуса в другой, что позволило избавиться от специальных самоиспарителей.

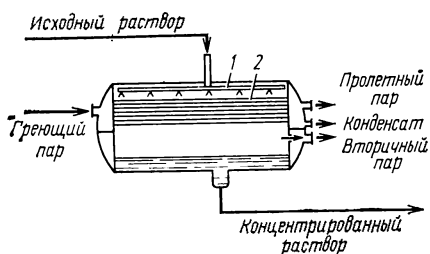


Рис. 6.6. Горизонтальный выпарной аппарат с ниспадающей пленкой жидкости: 1 — распределитель раствора; 2 — испарительные трубы.

Отделение пара от раствора происходит в сепараторах выпарных аппаратов диаметром от 5 до 8 м. Для отделения пара от капель жидкости применяют сепараторы (ловушки) с наклонными жалюзи. Поскольку дистиллят используется не только для приготовления питьевой воды, но частично и для подпитки паровых котлов, в первых двух выпарных аппаратах кроме жалюзийных ловушек горизонтального типа установлены барботажные промывные тарелки для более глубокой очистки пара от солей. Все жалюзийные ловушки снабжены форсуночными устройствами для периодической промывки их от заносов твердыми взвесями.

Применение в выпарных аппаратах и регенеративных подогревателях профилированных теплообменных труб существенно повышает коэффициенты теплоотдачи [78]. По данным технико-экономических расчетов [79] применение профилированных труб позволяет: а) на 40% уменьшить расход цветных металлов на греющую поверхность; б) на 60% сократить расход электроэнергии на создание принудительной циркуляции; в) снизить расход металла вследствие уменьшения размеров и массы греющей камеры и опоры аппаратов.

Для изготовления оболочек аппаратуры, соприкасающейся с морской водой, применяют двухслойную сталь Ст. 3+1X18Н10Т; внутренние устройства аппаратов выполняют из нержавеющей стали 1X18Н10Т. Детали аппаратуры, соприкасающиеся с паром и дистиллятом, изготавливают из углеродистой стали.

Температурный напор в пленочных испарителях составляет 2—3 градуса; т. е. значительно ниже температурного напора в испарителях с заполненными жидкостью трубами, составляющего 5—8 градусов. Это позволяет при заданном температурном напоре в установке увеличить число ступеней испарения, соответственно снизить удельный расход тепла на выпаривание, а также увеличить производительность установки. Анализ кон-

струкций пленочных испарителей выполнен в монографии Ю. М. Тананайко и Е. Г. Воронцова [92].

Пленочные испарители по способу организации движения пленки испаряемой жидкости разделяются на вертикальные с падающей и восходящей пленкой и горизонтальные — трубные (рис. 6,6) и роторные. Пленка жидкости может быть однофазной

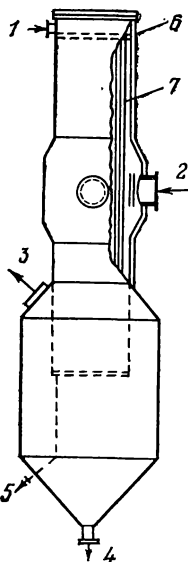


Рис. 6.7. Вертикальный выпарной аппарат с ниспадающей пленкой жидкости:

1 — раствор; 2 — теплоноситель; 3 — вторичный пар; 4 — концентрированный раствор; 5 — оттяжка неконденсирующихся газов; 6 — место расположения пленкообразователей (насадок); 7 — испарительные трубы.

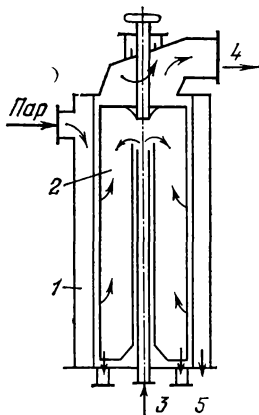


Рис. 6.8. Роторный тонкопленочный испаритель:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — ввод раствора; 4 — вторичный пар; 5 — концентрированный раствор.

и двухфазной. По относительному движению жидкой и паровой фаз следует различать прямоток и противоток, причем при прямотоке пар отводится либо снизу (стекание пленки), либо сверху (всплывание пленки).

Устройство вертикально-пленочного испарителя представлено на рис. 6.7. В межтрубное пространство подается теплоноситель, а по внутренним стенкам труб стекает раствор. Образование пленки на поверхности труб достигается различными способами: с помощью насадок (цилиндрические, конические и спиральные вставки); с помощью сопел, а также параллельно расположенных над трубной доской сеток, решеток, дырчатых дисков [170] и т. п.

Движущийся в одном направлении с пленкой вторичный пар за счет сил трения увлекает пленку, ускоряя ее движение. Благодаря этому длинотрубные аппараты указанного типа имеют относительно высокие коэффициенты теплоотдачи. В пленочных аппаратах сокращается время пребывания раствора.

Пленочные опреснители горизонтального типа разрабатываются для опреснительных установок [75]. Достоинством таких испарителей является простота конструкции (греющие трубы монтируются непосредственно в корпусе парожидкостного пространства); уменьшение напора циркуляционного насоса и соот-

ветственно расхода энергии на рециркуляцию жидкости; возможность расположения нескольких аппаратов один над другим. Эти испарители могут создаваться на основе серийно выпускаемых конденсаторов паровых турбин, без их существенной переделки. Однако испарители такого типа обладают и рядом недостатков: в них трудно организовать равномерное, надежное формирование пленки на всех трубах; ухудшены (по сравнению с конденсацией на наружной поверхности) условия конденсации внутри труб. Вследствие затрудненного удаления конденсата и парогазовой смеси зачастую необходим специальный пропуск в следующий аппарат некоторого количества пара, что повышает расход тепла на выпаривание. Для окончательной оценки эффективности горизонтальных пленочных испарителей требуются данные об интенсивности процессов отложений, необходимых плотностях орошения, уносе и др.

Роторные тонкопленочные испарители различных конструкций (например, рис. 6.8) разрабатываются в нашей стране [171] и за рубежом (фирмы «Дженерал электрик», «Аквастем», «Хикмен — Баджер»). Пленка образуется либо при вращении корпуса испарителя, либо при вращении испаряемой жидкости.

При выпаривании растворов малой вязкости (до 8—10 сП), не дающих накипи, можно применять вертикальные трубчатые аппараты с естественной и принудительной циркуляцией. Для этих целей используются также аппараты с ниспадающей пленкой. Для пенящихся растворов могут использоваться аппараты с восходящей пленкой.

Выпаривание кристаллизующихся растворов средней вязкости (до 50 П) можно производить в выпарных аппаратах с принудительной циркуляцией. Особенно перспективны для выпаривания вязких растворов до высоких концентраций аппараты с вращающейся поверхностью нагрева — погружные и пленочные [155, 165, 166]. Поверхности нагрева этих аппаратов представляют собой набор полых плоских либо конических дисков, а также труб. При вращении ротора возникают значительные относительные скорости движения жидкости. Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара существенно повышается вследствие уменьшения толщины пленки конденсата под действием центробежной силы.

Примером пленочных аппаратов, предназначенных для выпаривания фильтрованных некристаллизующихся растворов, является аппарат «Центритерм», выпускаемый шведской фирмой «Альфа-Лаваль» [172].

Центробежный выпарной аппарат с погруженной поверхностью нагрева изготовлен одесским заводом «Продмаш». Схема аппарата представлена на рис. 6.3. Подача пара в греющие камеры секций поверхности нагрева осуществляется через полый вал. Образующийся конденсат под действием центробежной силы отбрасывается на периферию секций и затопляет торцы конденсатоотводных трубок. Под действием давления греющего

пара, преодолевающего давление центробежной силы столба конденсата в радиальных трубках и канале, конденсат удаляется из аппарата.

Для нормального отвода конденсата из рассматриваемого аппарата должно выполняться условие

$$p_0 \geq p'_0 + 1,013 \cdot 10^5$$

где p_0 — давление греющего пара, Па; p'_0 — давление, создаваемое центробежной силой столба конденсата в конденсатоотводной трубке, Па; $p'_0 = 2(\pi n R_0)^2 \rho'$; n — число оборотов ротора, об/с; R_0 — наружный радиус ротора, м.

Центробежный испаритель завода «Продмаш» выпаривает высоковязкий раствор до высоких концентраций. Поверхность нагрева ротора $F = 7,85 \text{ м}^2$. Давление пара в греющей камере до $4 \cdot 10^5$ Па. Диаметр ротора 0,92 м, число оборотов 450 об/мин. Коэффициент теплопередачи в аппарате с медной поверхностью нагрева при испарении воды составил до $12\,000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Центробежный испаритель может отличаться от описанного выше конфигурацией погруженной поверхности нагрева, обеспечивающей режим работы без образования накипи, и способом отвода конденсата [166].

Аппараты с вращающейся поверхностью нагрева могут оказаться весьма эффективными при предельном (до состояния кристаллизации) концентрировании растворов.

6.2. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

К вспомогательному оборудованию выпарных установок относятся конденсаторы; тепло- и массообменные аппараты (подогреватели, охладители, деаэраторы и др.); расширители (самоиспарители) раствора и конденсата; насосы (циркуляционные, перекачивающие, вакуумные); термомоксипрессоры (механические или эжекторные); конденсатоотводящие устройства; средства контроля и автоматизации; устройства для интенсификации процессов выпаривания (мешалки и др.) и прочее вспомогательное оборудование (эжекторы, сепараторы, отстойники, устройства для предварительной обработки воды и др.).

Конденсаторы. В выпарной технике используются поверхностные и смешивающие [55] конденсаторы. Смешивающий конденсатор конструктивно более прост, однако в случаях, когда дистиллят вторичного пара из последнего корпуса необходимо утилизировать, применяют конденсаторы поверхностного типа. Конденсация пара в конденсаторах смешения происходит непосредственно на струях или каплях воды без участия разделяющей поверхности, что способствует улучшению теплоотдачи. Выход охлаждающей воды из конденсатора смешения производится через специальный гидравлический затвор. В промышленности используются конденсаторы смешения прямо- и противоточные, одно- и многокаскадные, полочные и с распыленным жидкостью с помощью форсунок, барометрические и полубарометрические и др. В барометрическом конденсаторе высота гидравлического затвора существенно меньше, чем в полубарометрическом, в котором жидкость откачивается с помощью специального насоса.

Тепло- и массообменники. В схемах выпарных установок применяются паровые регенеративные подогреватели раствора, охладители дистиллята и раствора и другие тепло- и массообменные аппараты [5, 6, 32].

Для удаления агрессивных газов из растворов применяют дегазаторы (деаэраторы). Например, при дистилляции морских и промышленных сточных соленых вод для уменьшения коррозии оборудования перед подачей раствора на выпаривание его пропускают через деаэратор. Конструкции деаэраторов описаны в литературе [173].

Расширители (самоиспарители) раствора и конденсата получили распространение в химической и пищевой отраслях промышленности, а также в опреснительных установках. Конструкции их описаны в литературе [174].

Насосы различных типов — внешние и встроены [175], для перекачивания воды и раствора, для поддержания вакуума и другие — применяются в выпарных установках. Характеристики насосов с указанием области применения, производительности, напора, мощности привода и других показателей приводятся в соответствующих каталогах.

Термокомпрессоры (механические и эжекторные) применяются для повышения потенциала вторичного пара при использовании его в качестве греющего агента. Использование их связано с затратой дополнительной работы или с дополнительным расходом пара. Схемы выпарных установок, включающие термокомпрессоры различных конструкций, описаны в работе [176]. Термокомпрессоры существенно повышают энергетические и технико-экономические показатели выпарных установок. Эжекторные термокомпрессоры применяют в вакуум-выпарных установках для отсоса неконденсирующихся газов, однако использование их ограничено низким к. п. д. Механические термокомпрессоры не нашли широкого применения в выпарной технике из-за сложности конструкции.

Конденсатоотводчики. Нормальный отвод конденсата имеет важное значение в обеспечении экономичной работы выпарных установок, так как затопление части поверхности нагрева конденсатом снижает производительность установок. Применяются следующие устройства для отвода конденсата: гидравлические затворы (барометрические и других типов), поплавковые конденсатоотводчики (конденсационные горшки), конденсатоотводчики с термосифоном и др.

Устройства для интенсификации процесса выпаривания (см. гл. 11).

Вспомогательное оборудование для интенсификации процессов выпаривания включает емкости и насосы для реагентов (поверхностно-активные вещества, кислота, гидрофобизаторы и др.), вакуум-насосы или эжекторы для отсоса неконденсирующихся газов, мешалки, насосы для раствора, электродвигатели, приспособления для турбулизации потока, вдува пара и воздуха, а также средства контроля и автоматического управления.

Так, оборудование для предотвращения накилеобразования с помощью затравки [177] состоит из устройства для размельчения мела и приготовления затравочной пульпы, сатуратора-отстойника для улавливания затравочных кристаллов из упаренного раствора и насосов-дозаторов для подачи пульпы в исходный раствор.

Подробнее вспомогательное оборудование выпарных установок описано в литературе [5, 6, 32, 174, 178].

6.3. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Возможны различные классификации схем выпарных установок поверхностного типа. На рис. 6.9 представлен один из вариантов классификации поверхностных выпарных установок, а на рис. 6.10 даны соответствующие схемы. Выпарные установки могут быть одно- и многоступенчатыми, прямо- и противоточными, с отбором и без отбора пара и др.

Рассмотрим несколько поверхностных МВУ для концентрирования растворов, опреснения вод и деминерализации сточных вод.

Установки концентрирования технологических растворов.

Примером могут быть выпарные станции хлорного завода для получения каустической соды. На первой стадии электролитическая щелочь концентрацией $b_0 = 10\%$ выпаривается до 25—30%. Полученные таким образом щелочные растворы после соответствующей подготовки поступают на центрифугирование для от-

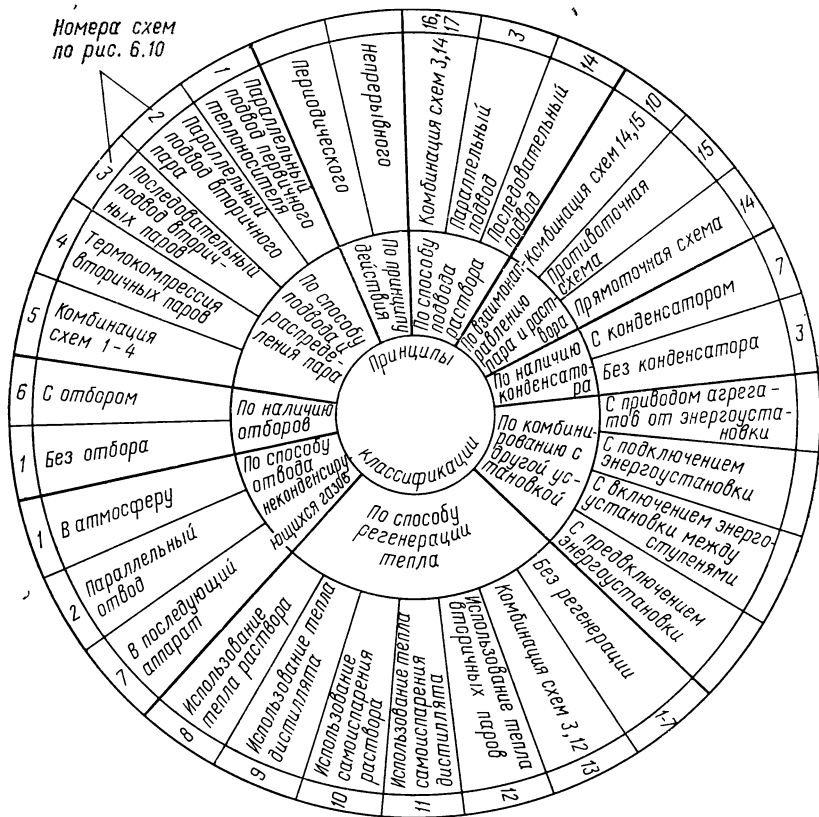


Рис. 6.9. Классификация схем выпарных установок.

деления кристаллов NaCl . Очищенные от кристаллов соли растворы направляются в выпарной аппарат второй стадии для концентрирования до 45—50%.

При концентрировании термолабильных растворов используются многоступенчатые выпарные установки. Схема двухступенчатой установки фирмы «Единство» (СФРЮ) приведена на рис. 6.11. Установка состоит из двух вертикальных выпарных аппаратов с вынесенной поверхностью нагрева, полубарометрического смешивающего конденсатора и вспомогательного оборудования. Первый выпарной аппарат с естественной циркуляцией

состоит из теплообменника 1 и сепаратора 2, второй — из теплообменника 4 и сепаратора 5. Во втором аппарате циркуляция принудительная, осуществляется центробежным насосом 9. Аппараты выполнены из нержавеющей стали.

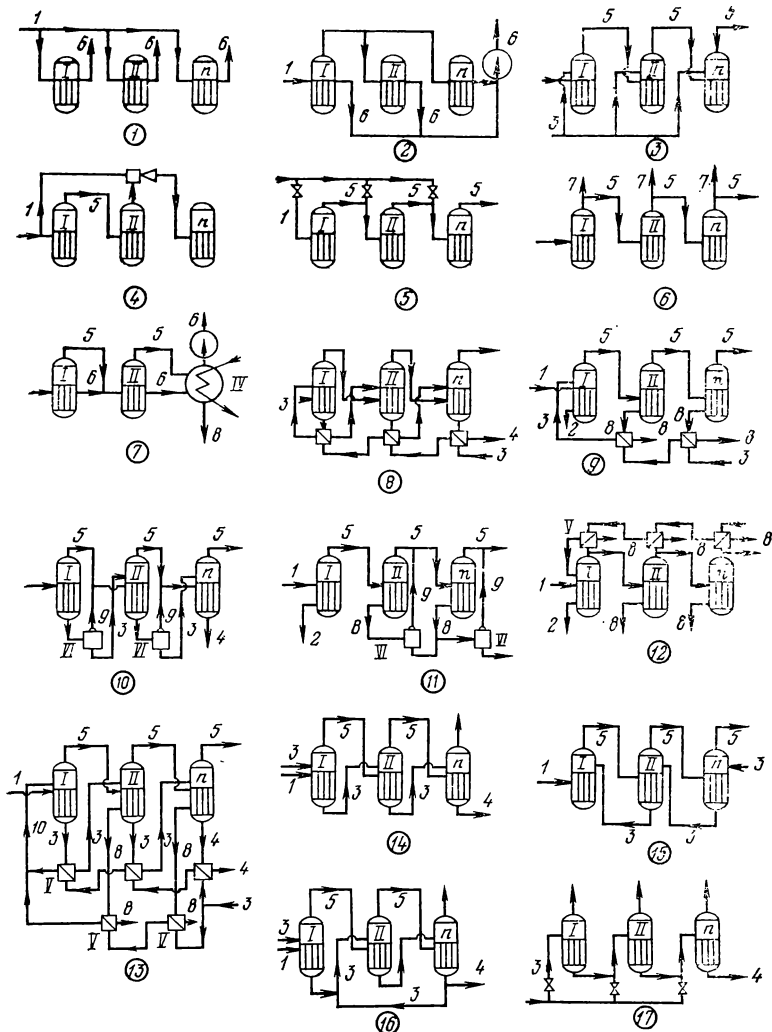


Рис. 6.10. Схемы выпарных установок:

I, II, ..., n — аппараты МВУ; *IV* — конденсатор; *V* — подогреватель; *VI* — самоиспаритель; *VII* — эжектор; *1, 2* — вход и выход греющего теплоносителя; *3* — исходный раствор; *4* — концентрированный раствор; *5* — вторичный пар; *6* — отвод неконденсирующихся газов; *7* — отбор пара; *8* — дистиллят; *9* — пар самоиспарения.

Раствор подается в первый аппарат под действием разности давлений в атмосфере и аппарате, затем шестеренчатым насосом 10 перекачивается во второй аппарат. Отсюда готовый

продукт непрерывно откачивается насосом 7. Конденсат из первого аппарата удаляется через конденсатоотводчик 11, конденсат из второго аппарата через конденсатоотводчик 8 поступает в конденсатор 6. Вторичный пар второго аппарата конденсируется в конденсаторе 6. Трубкой 3 осуществляется «оттяжка» неконденсирующихся газов из греющей камеры второго аппарата.

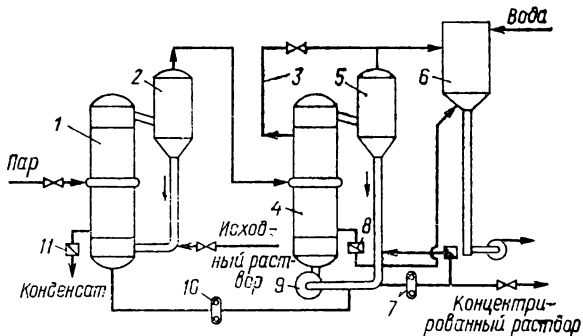


Рис. 6.11. Схема двухступенчатой выпарной установки.

Установка «Единство» оборудована системами автоматического регулирования уровней в первом и втором аппаратах и концентрации готового продукта.

В технике выпаривания применяются трехкорпусные установки с параллельным использованием вторичных паров первого аппарата во втором и третьем аппаратах. Один из вариантов схемы такой установки приведен на рис. 6.12. Установка состоит из трех вакуум-выпарных аппаратов, конденсатора смешения и вспомогательного оборудования. Первый аппарат состоит из сепаратора 2 и выносного горизонтального трубчатого теплообменника 1 с принудительной циркуляцией раствора при помощи центробежного насоса 14.

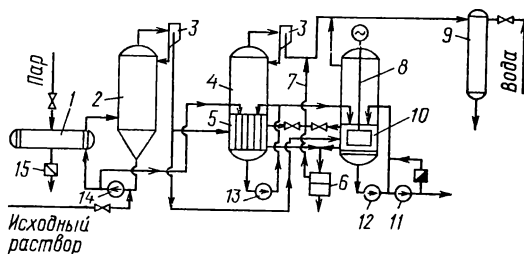


Рис. 6.12. Схема трехступенчатой выпарной установки.

Второй аппарат (с естественной циркуляцией) состоит из сепаратора 4 с размещенным в нем вертикальным трубчатым теплообменником 5 и циркуляционной трубой, расположенной в центре.

Третий аппарат состоит из сепаратора, в котором размещена кольцевая поверхность нагрева 10. Циркуляция продукта в аппарате принудительная, осуществляется мешалкой 8 и насосом 12. Все аппараты выполнены из нержавеющей стали.

Раствор подается на вход насоса 14 и, смешиваясь с жидкостью, циркулирующей в аппарате, направляется в теплообменник 1. Затем жидкость поступает во второй аппарат за счет разности давлений. Насос 13 осуществляет циркуляцию во втором аппарате и подачу продукта в третий аппарат. Насосом 11 осуществляется откачка готового продукта из третьего аппарата.

Конденсат из первого аппарата удаляется через конденсатор-отводчик 15. С помощью трубок 7 производится «оттяжка» неконденсирующихся газов из греющих камер второго и третьего аппаратов. Вторичный пар из второго и третьего аппаратов поступает в конденсатор 9. Установка оборудована системами автоматического регулирования уровней в аппаратах и концентрации.

Дистилляционные опреснительные установки. Для дистилляции соленых вод применяют многоступенчатые выпарные установки, состоящие из аппаратов с заполненными трубами (с естественной и принудительной циркуляцией) и пленочных. Разрабатываются установки с термокомпрессией. Используются аппараты с вынесенной зоной испарения, в которую для предотвращения отложений вводятся затравочные кристаллы.

Прямоточная десятиступенчатая выпарная установка, предназначенная для опреснения морской воды, описана в литературе [179]. Исходная вода поступает в главный конденсатор, где нагревается до 30—36 °С и далее через деаэратор и систему регенеративных подогревателей подается в первую ступень. Для предотвращения отложений накипи вводятся однократно, при запуске, затравочные кристаллы в виде тонко размолотого мела. В осветлителе затравка отделяется от рассола и возвращается обратно в контур установки. Используются выпарные аппараты с принудительной циркуляцией раствора (см. рис. 6.5) при помощи специального осевого насоса (производительность 18 000 м³/ч, напор 1,5 м, мощность электродвигателя 160 кВт).

Качество получаемого дистиллята весьма высоко: содержание солей 1—2 мг/кг, жесткость 2—5 мэкв/л. Производительность по дистилляту до 650 т/ч. Удельный расход тепла равен 0,36 ГДж/т дистиллята. Температура кипения морской воды в первом аппарате 102 °С. Содержание затравки в первом аппарате 20—25 кг/м³, в десятом — 45—60 кг/м³. Коэффициенты теплопередачи в первом и десятом аппаратах равны соответственно 5800 и 4500 Вт/(м²·К).

Во Фрипорте (США) построена 12-ступенчатая опреснительная установка производительностью 3800 м³ в сутки с испарителями с ниспадающей пленкой. Температура кипения в первой ступени 117 °С; степень концентрирования составляет 3,5. Удельный расход греющего пара равен 0,1 кг/кг дистиллята. Повыше-

вующего конструктивного оформления аппаратов, например увеличения высоты сепарационного пространства. Кроме того, технологическая схема должна предусматривать возможность введения химических пеногасителей.

В настоящее время отсутствует опыт длительной эксплуатации промышленных МВУ концентрирования соленых сточных вод. Недостаточно исследованы методы предотвращения накипеобразования в этих установках применительно к стокам химических, металлургических и других предприятий.

Схемы многоступенчатых выпарных установок для систем обезвреживания сточных вод рассмотрены в работе [180]. Описаны разработанные на стадии технического проекта установки для термического опреснения стоков ряда отраслей промышленности. На рис. 6.13 представлена схема установки для концентрирования стоков химического завода, включающей выпарные аппараты с вынесенной зоной испарения. Для предотвращения накипи применена рециркуляция шлама, состав которого идентичен составу накипи. В схеме установки химического завода воду перед выпариванием умягчают (обрабатывают содой), в результате чего из раствора выпадает шлам в виде CaCO_3 . Как показали исследования, этот шлам может служить затравкой, поэтому, в противоположность обычным схемам умягчения, он не выводится из установки.

6.4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Задачи и анализ методов расчета. Основной задачей расчета выпарной установки при проектировании является определение структуры тепловой схемы и конструктивно-режимных параметров, обеспечивающих экстремум соответствующего критерия оптимизации при заданной производительности установки и соответствующих ограничениях.

Основная задача поверочных расчетов — проверка возможности использования имеющихся аппаратов в заданных условиях работы, определение фактической производительности действующей выпарной установки для приведения ее в соответствие с заданной и определение рациональных режимов работы установки. При проектных расчетах поверхности нагрева аппаратов являются определяемыми величинами, при поверочных — заданными.

При проектировании выпарной установки определяются поверхности нагрева отдельных аппаратов, различные конструктивно-режимные параметры, число выпарных аппаратов, тепловая схема и др.

При выполнении проектных расчетов возможны два основных случая: 1) число аппаратов выпарной установки и ее тепловая схема заданы; определяются поверхности нагрева и конструктивно-режимные параметры аппаратов; 2) определяются не только

конструктивно-режимные параметры аппаратов (включая поверхности нагрева), но также число аппаратов и оптимальная тепловая схема установки.

В первом случае оцениваются оптимальные конструктивно-режимные параметры выпарных аппаратов, обеспечивающие при определенной производительности и заданной схеме установки экстремум соответствующего критерия оптимизации. Во втором случае для каждой схемы и числа аппаратов определяются соответствующие оптимальные параметры, затем сопоставляются разные схемы при различных n . Выбираются схема и значение n , обеспечивающие при заданной производительности экстремум соответствующего критерия оптимизации.

При поверочных расчетах решаются следующие задачи: определение оптимального температурного режима (или режима пароотбора), обеспечивающего экстремум одного из заданных критериев оптимизации режима, например максимум производительности выпарной установки или минимум себестоимости готового продукта; определение фактической производительности выпарной установки или других технико-экономических показателей с целью сопоставления этих величин с нормативными значениями; определение возможности повышения производительности выпарной установки или улучшения ее технико-экономических показателей путем проведения различных мероприятий (выбор места и количества добавки острого пара в греющие камеры промежуточных аппаратов, интенсификация процессов выпаривания и др.). При поверочных расчетах обычно решаются задачи, возникающие в ходе эксплуатации выпарных установок. Поверочный расчет может выполняться также на стадии проектирования.

Поверочный расчет является задачей, обратной проектному расчету. Различие между проектными и поверочными расчетами условно. Например, если не обеспечивается заданная производительность выпарной установки или не достигаются какие-либо другие ее показатели и необходимо введение в эксплуатацию дополнительных аппаратов или увеличение поверхности нагрева действующих, в программу поверочных расчетов включают расчет поверхностей нагрева аппаратов, являющийся основной частью проектного расчета. Деление расчетов выпарных установок на проектные и поверочные условно еще и потому, что как для тех, так и для других используется одна и та же система уравнений.

Проектные расчеты выпарных установок содержат четыре основных раздела [6]: 1) определение производительности отдельных аппаратов; 2) определение коэффициентов теплопередачи по аппаратам; 3) расчет поверхности нагрева; 4) технико-экономические расчеты.

Для расчета производительности применяют ряд методов. Упрощенный метод [6] основывается на допущении (справедливом с достаточной точностью для многих случаев), что на 1 кг

греющего (первичного) пара приходится 1 кг вторичного пара, т. е.

$$D_i = W_i \quad (6.1)$$

Если задан расход вторичного пара для i -го аппарата установки (выполненной по схеме рис. 5.1, а) и необходимо определить расход греющего пара или если расход его задан и требуется определить расход вторичного пара, то относительная погрешность расчета по простейшему методу (по сравнению с точным методом на основе уравнения теплового баланса) может быть вычислена по формуле

$$\varepsilon = 1 - (1 - \Omega)^n \quad (6.2)$$

где Ω — погрешность расчета по уравнению (6,1), %; n — число аппаратов.

Формула (6.2) получена при условии, что погрешности расчета по аппаратам Ω_i равны между собой; из нее следует, что погрешность расчета на основе простейшего метода возрастает с увеличением числа аппаратов. Наибольшая ошибка наблюдается для последнего аппарата, так как в нем эффект самоиспарения наибольший, а тепловые потери в окружающую среду наименьшие, что в упрощенном методе не учитывается.

Достоинство упрощенного метода по сравнению с точными — малый объем вычислений, недостаток — повышенная погрешность. Этот метод широко используется для быстрых ориентировочных расчетов.

Общий метод расчета производительности отдельных аппаратов МВУ на основе уравнения теплового баланса разработан И. А. Тищенко [4].

Для расчета по этому методу необходимо предварительно задать температурный режим установки, который заранее неизвестен и для определения которого требуется задать расходы греющего и вторичного паров. Необходимость предварительного задания температурного режима является недостатком метода и вызвана тем, что система уравнений теплового и материального балансов не является полной при расчете МВУ; для ее замыкания необходимо привлечь уравнения теплопередачи для всех аппаратов и другие уравнения.

Методика оценки тепловых потерь $Q_i^{\text{пот}}$ рассматривается также в работе Н. И. Гельперина и В. А. Шура [181]. Интересны выводы авторов о том, что потери тепла в окружающую среду влияют на тепловой баланс МВУ так же, как равные этим потерям отборы паров. В частности, потери тепла в i -м аппарате увеличивают тепловую нагрузку каждого предыдущего корпуса на величину $Q_i^{\text{пот}}(n-i+1)/n$ и сокращают тепловую нагрузку на величину $Q_i^{\text{пот}}(i-1)/n$. Расход тепла на МВУ при наличии потерь увеличивается на

$$\Delta Q_i^{\text{пот}} = \sum \frac{n-i+1}{n} Q_i^{\text{пот}}$$

Потери тепла в МВУ увеличиваются с возрастанием числа ступеней выпаривания.

Г. А. Кименов разработал метод расчета количества выпаренной жидкости по ступеням, а также расходов греющего пара по аппаратам и других параметров для прямоточной МВУ [182], противоточной МВУ [183] и установки с параллельной подачей раствора [184]. Метод основан на решении системы уравнений теплового и материального балансов выпарной установки. Отличается высокой точностью и может быть использован при расчетах на ЭВМ, однако требует предварительного задания температурного режима установки. Г. А. Кименов разработал также уточненные инженерные методики расчета МВУ с термокомпрессорами [185].

А. Н. Плановский, А. Н. Рычков, В. М. Лекае показали [186], что для многих химических растворов значения теплоты дегидратации и температурной депрессии велики, и пренебрежение ими приводит к значительной погрешности, поэтому общий метод при расчете выпарных установок химической промышленности недостаточно точен. Введя соответствующие поправки в уравнение теплового баланса, авторы проводят расчет методом последовательных приближений, задаваясь предварительно температурным режимом и распределением нагрузок аппаратов. Таким образом, в основу расчета, как и у И. А. Тищенко, положено совместное рассмотрение уравнений теплового и материального балансов.

Хассет [187, 188] предложил метод расчета, являющийся разновидностью метода И. А. Тищенко. Как и метод Тищенко, метод Хассета требует предварительного распределения температур, которое задается делением общего температурного напора на число аппаратов. Метод разработан для прямоточной МВУ без пароотборов, его можно применять для расчета некоторых статических характеристик МВУ, однако расчет температурных режимов по этому методу невозможен.

Методы расчета нагрузок аппаратов с учетом количества паров, образующихся при расширении конденсата, рассматриваются Н. И. Гельпериным [5], Г. А. Кименовым [182—185] и др.

Для выпарной установки с кристаллизацией раствора Т. А. Колач [32] разработал метод расчета количества выпаренной воды и выкристаллизовавшегося продукта. В уравнениях теплового баланса учитываются физическое тепло соли, удаляемой из аппарата, теплота дегидратации и кристаллизации. Система точных уравнений теплового и материального балансов решается совместно методом последовательных приближений. При этом необходимо предварительное задание температурного режима (так как не привлечена система уравнений теплопередачи), а также знание зависимости температурных депрессий от концентрации и температуры.

Разработаны также методы графоаналитического расчета МВУ [55] с помощью диаграмм энтальпия — концентрация и энтальпия — влагосодержание. Достоинство этих методов в их про-

стоте и наглядности, недостатки — в необходимости построения соответствующих диаграмм для каждого вида раствора и предварительного задания заранее неизвестных величин.

Выше рассмотрены методы расчета производительности и энергетических показателей МВУ (более подробно см. [3]). Исходными данными в этих методах (за исключением простейшего) служат температуры по аппаратам, обычно неизвестные и заданные ориентировочно.

Следующим этапом расчета выпарной установки является определение коэффициентов теплопередачи по аппаратам. Расчет коэффициентов теплоотдачи при конденсации пара (α_1) и при кипении жидкостей (α_2) производится на основе критериальных уравнений, рассмотренных в гл. 3. Для расчетов по этим уравнениям необходимо предварительно определить плотность теплового потока, температурный режим и концентрацию жидкости, т. е. те параметры, которые неизвестны и подлежат определению на основе расчета. Для решения используется метод последовательных приближений.

Для случаев, когда коэффициент теплоотдачи α_2 при кипении жидкости в аппаратах с естественной и принудительной циркуляцией зависит от скорости потока на входе в трубу, важнейшим элементом расчета является определение скорости циркуляции. Для аппаратов с вынесенной зоной испарения скорость естественной циркуляции может определяться по формуле М. Б. Вайсблата и Н. К. Токманцева:

$$w = \sqrt{\frac{12 (nw_0'' r)^2}{c' T \sum \xi_{\text{гк}}} \left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{2,56}}$$

где n — отношение сечений подъемной трубы и греющих труб; $w_0'' = W / (\rho'' F_{\text{п}})$; $F_{\text{п}}$ — площадь сечения подъемной трубы; T — абсолютная температура жидкости; $\sum \xi_{\text{гк}}$ — суммарный коэффициент сопротивлений гидравлического контура.

Методы расчета температурного режима МВУ разрабатывались рядом исследователей [4—6, 32, 55, 164] для выпарных установок с одинаковыми поверхностями нагрева аппаратов; с минимальной суммарной поверхностью нагрева; с одинаковой поверхностью нагрева каждого аппарата и минимальной суммарной поверхностью нагрева.

Методика минимизации поверхности МВУ путем определения оптимальных температурных напоров рассмотрена в работе [181]. Получены расчетные соотношения для случая использования тепла отборов пара и учета влияния параметров этих паров на величину поверхности нагрева потребителя. На основе этой методики можно определить оптимальные температурные напоры в системе выпарная установка — потребитель, если известны тепловые нагрузки аппаратов и коэффициенты теплопередачи, т. е. параметры, которые невозможно определить без знания температурного режима.

В отдельных случаях температурный режим предварительно задается из условий обеспечения потребителей паром требуемого потенциала [6, 181]. Следует отметить, что с помощью простейшего метода расчета можно приближенно определить производительность выпарных аппаратов без знания температурного режима.

Определив производительность аппаратов, коэффициенты теплопередачи и температурный режим, рассчитывают поверхности нагрева аппаратов $F_i = W_i r_i / (k_i \Delta t_i)$.

При проектировании выпарных установок возникает задача определения ряда оптимальных параметров: числа ступеней выпаривания, кратности циркуляции (в аппаратах с принудительной циркуляцией), температурных напоров по аппаратам и др.

• При заданной производительности выпарной установки увеличение числа ступеней выпаривания приводит к повышению энергетической экономичности установки (удельный расход тепла уменьшается). Однако при этом увеличиваются поверхности теплообмена установки и соответственно возрастают затраты на ее изготовление. Существует оптимальное число ступеней, обеспечивающее минимальные расчетные затраты. При увеличении кратности циркуляции уменьшается поверхность нагрева вследствие интенсификации процесса кипения, однако возрастают затраты на перекачку жидкости. Существуют оптимальные кратности циркуляции по аппаратам.

Применяемые методы оптимизации МВУ при их проектировании можно условно подразделить на две основные группы: методы оптимизации параметров при заранее принятой структуре установки [3—6, 164]; методы выбора оптимального числа ступеней выпаривания при заранее заданных параметрах отдельных аппаратов [32, 189, 190].

Основным недостатком методов первой группы является то, что в них не используются экономически обоснованные критерии оптимизации и не определяются оптимальное число аппаратов и оптимальная схема. Кроме того, эти методы требуют предварительного задания коэффициентов теплоотдачи аппаратов, зависящих от режимных и конструктивных параметров, которые заранее неизвестны.

Методы второй группы позволяют определить оптимальное число ступеней выпаривания при неоптимально заданных режимных и конструктивных параметрах отдельных аппаратов.

Следует отметить, что полная оптимизация структуры установки, а также режимных и конструктивных параметров отдельных аппаратов может быть выполнена лишь совместно, т. е. изменение структуры приводит к изменению оптимальных значений режимных и конструктивных параметров, и наоборот.

Режим работы МВУ определяется системой взаимосвязанных параметров, рассчитываемых на основе замкнутых систем уравнений. Аналитические методы позволяют приближенно рассчитать ряд характеристик МВУ при существенных упрощениях.

Поэтому при уточненных расчетах необходимо решать более сложные уравнения и соответственно использовать численные методы. Возникает необходимость применения более эффективных методов, в частности методов математического моделирования с использованием ЭВМ.

Система уравнений статики МВУ. При установившихся режимах МВУ, характеризующихся условиями

$$\frac{dt_{ni}}{d\tau} = 0 \quad \frac{dl_{ci}}{d\tau} = 0 \quad \frac{d\theta_i}{d\tau} = 0 \quad \frac{db_i}{d\tau} = 0 \quad \frac{dh_i}{d\tau} = 0$$

для прямоточной установки с пароотборами на основе системы уравнений (5.19)–(5.21) получим:

$$\begin{aligned} & -a_{21}t_{n1} + a_{31}l_{c1} + a_{41}(D_1 - D_1') + a_{51} = 0 \\ & \quad -c_{21}l_{c1} + c_{31}t_{n1} + c_{41}\theta = 0 \\ & -d_{21}\theta_1 + d_{31}l_{c1} - d_{41}W_1 + d_5 = 0 \\ & \quad -b_1(S_0 - W_1) + S_0b_0 = 0 \\ & \quad S_0 - S_1 - W_1 = 0 \\ & -a_{22}t_{n2} + a_{32}l_{c2} + a_{42}(D_2 - D_2') + a_{52} = 0 \\ & \quad -c_{22}l_{c2} + c_{32}t_{n2} + c_{42}\theta_2 = 0 \\ & -d_{22}\theta_2 + d_{32}l_{c2} - d_{42}W_2 + d_{52} = 0 \\ & \quad -b_2(S_1 - W_2) + S_1b_1 = 0 \\ & \quad S_1 - S_2 - W_2 = 0 \\ & \dots \dots \dots \\ & -a_{2n}t_{nn} + a_{3n}l_{cn} + a_{4n}(D_n - D_n') + a_{5n} = 0 \\ & \quad -c_{2n}l_{cn} + c_{3n}t_{nn} + c_{4n}\theta_n = 0 \\ & -d_{2n}\theta_n + d_{3n}l_{cn} - d_{4n}W_n + d_{5n} = 0 \\ & \quad -b_n(S_{n-1} - W_n) + S_{n-1}b_{n-1} = 0 \\ & \quad S_{n-1} - S_n - W_n = 0 \end{aligned} \tag{6.3}$$

Для замыкания системы уравнений (6.3) ее необходимо дополнить уравнениями связей:

$$\begin{aligned} D_2 &= W_1 - E_1 \\ D_3 &= W_2 - E_2 \end{aligned} \tag{6.4}$$

$$\begin{aligned} & \dots \dots \dots \\ D_n &= W_{n-1} - E_{n-1} \\ t_{n2} &= \theta_1 - \Delta_1 \\ t_{n3} &= \theta_2 - \Delta_2 \end{aligned} \tag{6.5}$$

$$\dots \dots \dots t_{nn} = \theta_{n-1} - \Delta_{n-1}$$

Решение системы уравнений (6.3)–(6.5) позволяет определить переменные t_{ni} , l_{ci} , θ_i , D_i , W_i и b_i . На основе этой системы можно производить проектные и поверочные расчеты, а также расчет установившихся режимов выпарных установок. Различные системы уравнений, используемые в современных методах расчета, можно получить как частные случаи системы (6.3)–(6.5).

Рассматривая совместно уравнения (3.7) и (6.9) — (6.12), получим:

$$a_1^* K \frac{1}{1+m} \Delta t - \frac{m}{1+m} + a_2^* K \frac{1}{1+m_1} \Delta t - \frac{m_1}{1+m_1} + a_3^* K = 1 \quad (6.13)$$

где

$$a_1^* = \left(\frac{d_B}{A_1 d_H} \right)^{\frac{1}{1+m}}; \quad a_2^* = \frac{1}{(A_2 \omega^{m_2})^{\frac{1}{1+m_1}}}; \quad a_3^* = \frac{d_B}{2\lambda} \ln \frac{d_H}{d_B} + \frac{\delta_H}{\lambda_H} \quad (6.14)$$

Коэффициенты a_1^* и a_2^* определяются через соответствующие режимные и конструктивные параметры выпарных аппаратов. Например, при конденсации водяного пара на вертикальной поверхности при $Re_K > 180$ коэффициент A_1 в интервале температур 80—120°C определяется соотношением (3.29в). Коэффициент A_2 является функцией температуры и концентрации жидкости и вычисляется на основе экспериментальных данных. При кипении раствора в трубах с естественной циркуляцией используется формула ($a_2 = A_2 \cdot q^n$). М. А. Кичигин предложил для сахарных растворов уравнение

$$A_2 = 7 + 0,1(\theta - 50) - 0,08b$$

При этом

$$A_2^* = f(\theta, b) = [7 + 0,1(\theta - 50) - 0,08b]^{3/2} \quad (6.15)$$

и

$$a_2^* = \frac{1}{7 + 0,1(\theta - 50) - 0,08b} \quad (6.16)$$

Необходимо отметить, что расчетные соотношения для оценки a_2 при кипении растворов получены на основе ограниченного экспериментального материала и весьма приближены. Как правило, они позволяют оценить параметры аппаратов лишь ориентировочно; при использовании их для расчета промышленных аппаратов возникают значительные погрешности. Особенно большие затруднения вызывает оценка термических сопротивлений отложений на поверхности нагрева. Аналитические методы расчета величин R' и R'' отсутствуют, их можно надежно оценить лишь в результате весьма трудоемких, специально организованных промышленных испытаний действующих установок. Поэтому наиболее достоверные данные о коэффициентах a_2 и K при выпаривании накипеобразующих растворов могут быть получены лишь на основе данных достаточно длительной эксплуатации аппаратов промышленных размеров.

Уравнения, подобные (6.13), можно получить и в случае, если величины a_1 и a_2 определяются по соотношениям, отличным от (6.9) и (6.10). Для этого можно использовать уравнения, приведенные в гл. 3.

Записывая уравнения (6.8) и (6.13) для каждого аппарата и рассматривая их совместно с системой уравнений (6.6), полу-

чим систему уравнений статики МВУ. Она дополняется зависимостями, связывающими коэффициенты уравнений с различными режимными и конструктивными параметрами, например (6.16).

При достаточно точном расчете необходимо учитывать зависимость теплофизических свойств пара и конденсата от температуры, а теплофизических параметров раствора — от температуры и концентрации:

$$r = f(t_n) \quad c'' = f(\theta, b) \quad i' = f(t_n) \quad i'' = f(t_n) \text{ и др.} \quad (6.17)$$

В качестве таких зависимостей можно использовать линейные приближения

$$i' = i'_0 + a' \cdot t_k; \quad i'' = i''_0 + a'' \cdot t_n \quad (6.18)$$

Для теплофизических параметров раствора также можно использовать приближенные соотношения:

$$i''' = f(\theta, b) = a_0 + a_1\theta + a_2b + a_3\theta b + \dots \quad (6.19)$$

и другие подобные зависимости.

На основе рассмотренной системы уравнений можно производить как проектные, так и поверочные расчеты. При этом различны лишь задаваемые и определяемые величины, поэтому деление тепловых расчетов выпарных установок на проектные и поверочные условно. Основные параметры, задаваемые в системе уравнений и определяемые на основе ее решения при проектном и поверочном расчетах, представлены в табл. 8.

Следует отметить большие, а зачастую и непреодолимые, трудности расчета полной системы уравнений статики МВУ

ТАБЛИЦА 8

Параметры, задаваемые и определяемые при проектных и поверочных расчетах

Расчет	Параметры	
	задаваемые	определяемые
Проектный	$t_{n1}, t_n = i_k$ $\bar{W} = \sum W_i$	F_1, F_2, \dots, F_n K_1, K_2, \dots, K_n
Поверочный	$b_0, b_n; E_1, E_2, \dots, E_n$ $t_{n1}, t_n = i_k$ $F_1, F_2, \dots, F_n; b_0, b_n$ E_1, E_2, \dots, E_n	$D_1, W_1, W_2, \dots, W_n$ $D_i; W_1, W_2, \dots, W_n; \bar{W}$ t_1, t_2, \dots, t_{n-1} K_1, K_2, \dots, K_n

с учетом зависимостей (6.17) — (6.19). Большая часть уравнений, описывающих МВУ, нелинейна, решение их в аналитической форме невозможно и может выполняться либо приближенными графоаналитическими методами, либо с помощью электронных вычислительных машин. Систему уравнений МВУ можно упростить, введя допущения, широко используемые в современных методах расчета.

1. Допущение о независимости ряда физических параметров от температуры и концентрации основано на том, что в МВУ температура и концентрация в каждом аппарате меняются в пределах, в которых физические параметры пара и раствора изменяются незначительно. В ряде случаев эти параметры определяют по средней температуре, концентрации, уровню (для гидростатической депрессии) и считают постоянными. Если температуры и концентрации неизвестны, их можно задать приближенно и на основе этого определить зависящие от них переменные величины. При этом хотя и задаются неизвестные величины, которые должны определяться на основе последующего расчета, однако погрешность расчета незначительна и в большинстве случаев пересчет не требуется (так как задаются величины, мало зависящие от температуры и концентрации в обычных диапазонах их изменений).

2. Пренебрежение эффектами, несущественно влияющими на процесс, например теплотой дегидратации или физическим теплом раствора на входе в аппарат и выходе из него.

Схемы, конструкции и режимы МВУ разнообразны, поэтому не представляется возможным дать общие рекомендации по упрощению и решению уравнений статики для всех случаев. На ряде примеров рассмотрим общую методику расчета МВУ, основанную на совместном использовании уравнений статики, и методику приближенного проектного расчета n -ступенчатой выпарной установки с отборами при расходе пара на конденсатор $D_k=0$. В расчетах используем приближенное уравнение (6.10). Система уравнений для определения производительностей по аппаратам примет вид:

$$\bar{W} = S_0 (1 - b_0/b_n)$$

$$D_1 = \frac{\bar{W}}{n} + \frac{n-1}{n} E_1 + \frac{n-2}{n} E_2 + \dots + \frac{1}{n} E_{n-1} \quad (6.20)$$

$$W_1 = D_1; \quad W_2 = W_1 - E_1; \dots; \quad W_n = W_{n-1} - E_{n-1}$$

Численный расчет проводится в следующем порядке. По уравнениям (6.20) при заданных $b_0, b_n, \bar{W}, E_1, E_2, \dots, E_{n-1}$ определяют $D_1, W_1, W_2, \dots, W_n$. Далее на основе уравнений баланса растворенных веществ находят b_1, b_2, \dots, b_n . Находят также функции физических свойств пара и раствора $a_{11}, a_{12}, \dots, a_{1n}, a_{21}, a_{22}, \dots, a_{2n}$ и температурные депрессии по аппаратам.

Дальнейший расчет проводится по уравнениям (6.6), в которые предварительно подставляют значения $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$, вычисленные по уравнениям (6.8). В уравнениях (6.13) все величины за исключением K_1, K_2, \dots, K_n предварительно определены. Уравнения (6.13) — неаналитические, их можно решить графически, как показано на рис. 6.14, а. Для этого их записывают в следующем виде:

$$y_i = f(K_i) = a_1 * K^{\frac{1}{1+m}} \Delta t^{\frac{m}{1+m}} + a_2 * K^{\frac{1}{1+m_1}} \Delta t^{\frac{m_1}{1+m_1}} + a_3 * K - 1$$

Далее строят графики $y_i = f(K_i)$ и находят точки пересечения полученных линий с осью абсцисс. Эти точки, соответствующие условию $y_i = 0$, определяют искомые коэффициенты теплопередачи. Далее находят поверхности нагрева аппаратов F_1, F_2, \dots, F_n . На рис. 6.14, б приведено графическое определение F_i , выполненное в работе [3].

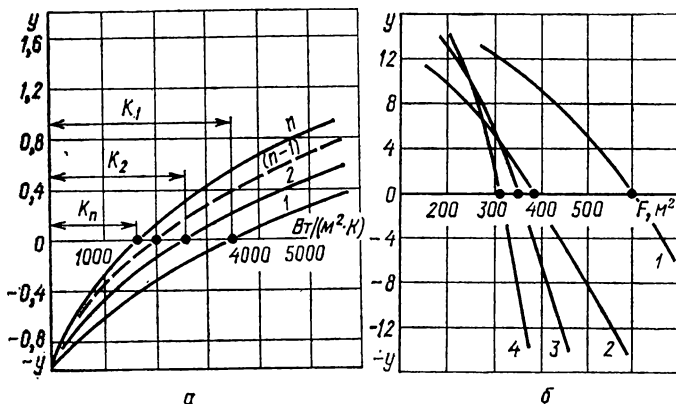


Рис. 6.14. Определение коэффициентов теплопередачи (а) и поверхностей нагрева (б) выпарных аппаратов (1, 2, ..., n).

Рассмотрим особенности проектного расчета выпарной установки на основе полной системы уравнений статики. Для этого используем систему уравнений (6.6) — (6,8), содержащую шесть уравнений относительно переменных

$$\begin{array}{ccccccc}
 D_i, W_1, W_2, \dots, W_n & S_1, S_2, \dots, S_n & & & & & \\
 \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n & t_1, t_2, \dots, t_{n-1} & F_1, F_2, \dots, F_n & & & & \\
 b_1, b_2, \dots, b_n & K_1, K_2, \dots, K_n & & & & &
 \end{array}$$

Таким образом, имеется $7n$ переменных в $6n$ уравнениях. В качестве недостающих уравнений можно использовать уравнение

$$\bar{W} = S_k \frac{b_k - b_0}{b_0} = W_1 + W_2 + \dots + W_n$$

(где \bar{W} — заданная суммарная производительность установки), а также систему уравнений, полученную из дополнительных условий. При проектировании выпарной установки с равными поверхностями нагрева недостающие $(n-1)$ уравнений можно получить из условия

$$F_1 = F_2 = \dots = F_n \quad (6.21)$$

При этом число переменных уменьшается на $(n-1)$, т. е. число неизвестных становится равным числу уравнений. При проектировании выпарной установки для случая $\min_{i=1}^n F_i$ не-

достающие $(n-1)$ уравнений можно получить из условия экстремума ΣF_i :

$$\frac{\partial \left(\sum_{i=1}^n F_i \right)}{\partial (\Delta t_1)} = 0; \quad \frac{\partial \left(\sum_{i=1}^n F_i \right)}{\partial (\Delta t_2)} = 0; \dots; \quad \frac{\partial \left(\sum_{i=1}^n F_i \right)}{\partial (\Delta t_n)} = 0 \quad (6.22)$$

При этом получается n уравнений, одно из которых излишне, так как температурные напоры по аппаратам связаны соотношением.

$$\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n = t_{n1} - t_k - \sum_{i=1}^n \Delta_i$$

Таким образом, рассматривая систему уравнений (6.6) — (6.8) совместно с условиями (6.21) или уравнениями (6.22), получим замкнутую систему уравнений для проектного расчета МВУ. Вместо системы уравнений тепловых балансов можно использовать решения И. А. Тищенко или уравнения Г. Н. Костенко, учитывающие потери тепла в окружающую среду.

В систему уравнений теплового баланса входят расход пара на оттяжки неконденсированных газов D_i' и потери тепла в окружающую среду $Q_i^n = Q_i' + Q_i''$. При составлении общей системы уравнений не представляет труда учесть зависимость D_i' и Q_i^n от различных режимных и конструктивных параметров выпарных аппаратов. Однако при этом возникают трудности, связанные с вычислением, которые не окупаются увеличением точности расчетов. Поэтому в данном случае эти параметры принимаются постоянными.

Описанная методика составления системы уравнений для проектного расчета применима к выпарным установкам, с отбором и без отбора пара. Таким же образом может быть составлена система уравнений для расчета различных схем выпарных установок, например схемы МВУ с использованием тепла расширения конденсата.

Упрощенные методики расчетов МВУ. Проектные расчеты. Основная задача этих расчетов — определение поверхностей нагрева аппаратов при заданных производительности установки и тепловой схеме. Данные для расчета: производительность по исходному раствору S_0 ; начальная и конечная концентрации b_0 и b_k ; число ступеней выпаривания n ; температура пара в греющей камере первого аппарата t_{n1} и пара в конденсаторе t_k ; количества отбираемого пара E_1, E_2, \dots, E_n .

Возможны два случая использования отбираемого пара: *а* — на подогрев раствора, поступающего на выпаривание; *б* — на другие технологические процессы. В первом случае величины E_1, E_2, \dots, E_n определяются при совместном проектировании выпарной установки и подогревателей, во втором — уста-

навливаются технологическими потребителями. В рассматриваемом примере пароотборы — заданные величины.

Коэффициенты теплопередачи задаются на основе данных предварительных экспериментов или промышленных испытаний прототипов рассчитываемых аппаратов, либо на основе предварительных расчетов по соотношениям (3.7), (6.9) — (6.12).

Методику приближенного проектного расчета МВУ рассмотрим на примере двух установок: без отбора пара и с отбором (схема на рис. 5.1, а).

Установка без отбора пара. Производительность по испаренной воде

$$\sum W = S_0 \frac{b_k - b_0}{b_k} \quad (6.23)$$

При упрощенном методе расчета [6]

$$D_i = W_i \quad (6.24)$$

При этом

$$D_1 = W_1 = W_2 = \dots = W_n = \frac{\sum W}{n} = S_0 \frac{b_k - b_0}{b_k} \cdot \frac{1}{n} \quad (6.25)$$

Поверхности нагрева аппаратов определяют по соотношениям

$$F_1 = \frac{D_1 r_0}{K_1 (t_{\text{п1}} - \theta_1)} = \frac{\sum W r}{n K_1 \Delta t_1}$$

$$F_2 = \frac{\sum W r_1}{n K_2 (t_{\text{п2}} - \theta_2)}, \dots, F_n = \frac{\sum W r_{n-1}}{n K_n (t_{\text{пn}} - \theta_n)} \quad (6.26)$$

Температурные напоры в приведенных соотношениях рассчитывают на основе одного из дополнительных условий:

$$F_1 = F_2 = \dots = F_n \quad (6.27)$$

$$\min \sum_{i=1}^n F_i \quad (6.28)$$

$$\min \sum_{i=1}^n F_i; \quad F_1 = F_2 = \dots = F_n \quad (6.29)$$

Можно показать, что поверхность нагрева i -го аппарата определяется по соотношению

$$F_i = \frac{D_i r_{i-1} x_z}{x_i K_i \left(t_{\text{п1}} - t_k - \sum_{i=1}^n \Delta t_i \right)} \quad (6.30)$$

где $x_z = x_1 + x_2 + \dots + x_n = \sum_{i=1}^n x_i$; $\sum_{i=1}^n \Delta t_i$ — суммарная температурная депрессия МВУ.

Значения x_1, x_2, \dots, x_n определяются для условия (6.27) по соотношениям

$$x_1 = \frac{D_1 r_0}{K_1}; \quad x_2 = \frac{D_2 r_1}{K_2}; \quad \dots; \quad x_n = \frac{D_n r_{n-1}}{K_n} \quad (6.31)$$

а для условия (6.28) — по соотношениям

$$x_1 = \sqrt{\frac{D_1 r_0}{K_1}}; \quad x_2 = \sqrt{\frac{D_2 r_1}{K_2}}; \quad \dots; \quad x_n = \sqrt{\frac{D_n r_{n-1}}{K_n}} \quad (6.32)$$

Условие (6.29) требует принудительного распределения тепловых нагрузок и соответственно принудительных пароотборов, что для данной схемы невозможно. Во многих случаях организация принудительных пароотборов, исходя из указанных требований, затруднительна.

Для случая $F_1 = F_2 = \dots = F_n$ на основе соотношений (6.25), (6.31) получим:

$$F_1 = F_2 = \dots = F_n = \frac{\sum W \sum_{i=1}^n r_{i-1}/K_i}{n \left(t_{n1} - t_k - \sum_{i=1}^n \Delta_i \right)} \quad (6.33)$$

Для случая $\min \sum_{i=1}^n F_i$ на основе соотношений (6.30) и (6.31) получим:

$$F_1 = \frac{\sum W \sum_{i=1}^n \sqrt{r_{i-1}/K_i}}{n \left(t_{n1} - t_k - \sum_{i=1}^n \Delta_i \right) \sqrt{K_1/r_1}} = \frac{A}{\sqrt{K_1/r_1}} \quad (6.34)$$

$$F_2 = \frac{A}{\sqrt{K_2/r_2}}; \quad \dots; \quad F_n = \frac{A}{\sqrt{K_n/r_n}}$$

где

$$A = \frac{\sum W \sum_{i=1}^n \sqrt{r_{i-1}/K_i}}{n \left(t_{n1} - t_k - \sum_{i=1}^n \Delta_i \right)} \quad (6.35)$$

При известных коэффициентах теплопередачи и температурных депрессиях по полученным соотношениям можно определить поверхности нагрева аппаратов F_1, F_2, \dots, F_n . Если K_i неиз-

вестно, то необходимо привлечь уравнения для коэффициентов теплопередачи и теплоотдачи:

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1i}} \cdot \frac{d_B}{d_{11}} + \frac{1}{\alpha_{2i}} + \frac{d_B}{2\lambda} \ln \frac{d_{11}}{d_B} + \frac{\delta_{11}}{\lambda_{11}}} \quad (6.36)$$

$$\alpha_{1i} = f(\Delta t_i, t_{11i}, H_i, \dots)$$

$$\alpha_{2i} = f(\Delta t_i, \theta_i, b_i, w_i, \dots)$$

Дальнейший расчет сводится к совместному решению системы уравнений (6.36). Он может быть выполнен методом последовательных приближений с использованием нагрузочных характеристик [6]; методом простых итераций [3] или графоаналитическим методом [3] (см. с. 171). Расчет методом простых итераций достаточно быстро выполняется вручную, однако при необходимости оценки большого числа вариантов целесообразно применять малые ЭВМ типа «Проминь», «Мир» и т. п.

В описанной методике проектного расчета используется простейшее уравнение (6.1). При этом температурные депрессии по аппаратам принимаются заданными. Расчет можно уточнить, если использовать точные уравнения тепловых и материальных балансов и методики определения расходов пара по аппаратам, предложенные Н. А. Тищенко, Г. Н. Костенко, Г. А. Кименовым и др. Для учета изменений температурных депрессий необходимо знание зависимостей температурной депрессии от концентрации и температуры: $\Delta_i = f(b_i, \theta_i)$. В связи с этим необходимо использовать уравнение для концентраций:

$$b_i = \frac{S_K b_K}{S_K + \sum W}$$

В качестве зависимости температурной депрессии от концентрации может быть использована степенная функция вида

$$\Delta_i = a_0 + a_1 b^m = a_0 + a_1 \left(\frac{S_K b_K}{S_K + \sum W} \right)^m$$

Рассматривая уравнение (6.30) совместно с приведенными выше, можно методом последовательных приближений произвести уточненный расчет. При этом будет учтена зависимость физико-химической температурной депрессии от концентрации. Метод последовательных приближений позволяет использовать точные уравнения и учесть различные эффекты, которые нельзя рассчитать аналитическими методами.

Установка с пароотборами. Производительность по испаренной воде равна

$$\sum W = S_K \frac{b_K - b_0}{b_0}$$

Расход пара на конденсатор

$$D_k = \frac{1}{n} \left(\sum W - E_1 - 2E_2 - \dots - nE_n \right)$$

Расходы пара на аппараты определяются по соотношениям

$$D_1 = \frac{\sum W}{n} + \frac{n-1}{n} E_1 + \frac{n-2}{n} E_2 + \dots + \frac{1}{n} E_{n-1}$$

$$D_2 = W_2 = D_1 - E_1$$

$$D_3 = W_3 = D_1 - E_1 - E_2$$

.....

$$D_n = W_{n-1} - \sum_{i=1}^{n-1} E_i$$

Поверхности нагрева аппаратов рассчитывают по формуле (6.30). Коэффициенты x_1, x_2, \dots, x_n определяют по соотношениям (6.31), (6.32).

Дальнейший расчет производится аналогично расчету выпарной установки без паротборов.

Поверочный расчет. Производительность выпарной установки без паротбора при заданном суммарном температурном напоре и известных коэффициентах теплопередачи по аппаратам K_1, K_2, \dots, K_n или заданных зависимостях коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 от различных факторов определяется следующим образом.

При использовании приближенных соотношений (6.1) суммарная производительность выпарной установки равна

$$\sum W = n \frac{K_i \Delta t_i F_i}{r_i}$$

Если температурные напоры по аппаратам неизвестны, суммарную производительность можно определить на основе уравнения

$$\sum_{i=1}^n W_i = \frac{t_{n1} - t_i - \sum_{i=1}^n \Delta_i}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i F_i}} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i} \quad (6.37)$$

При неизвестных коэффициентах теплопередачи следует использовать уравнение (6.36). Если имеются отложения на поверхности нагрева, необходимо учитывать так называемый коэффициент использования поверхности нагрева ϕ [см. уравнение (3.24)].

К поверочным расчетам относится также приближенное определение коэффициентов теплопередачи действующей установки при минимальном числе исходных экспериментальных дан-

ных. Эта задача сводится к решению системы уравнений статистики МВУ относительно коэффициентов теплопередачи аппаратов [3].

При небольших отклонениях переменных коэффициенты уравнений (6.6) — (6.8) можно считать постоянными и рассматривать уравнения для расчета температурного режима независимо от уравнений для концентраций и уровней.

Исключая из уравнений (6.3) величины D_2, D_3, \dots, D_n с помощью уравнений (6.4) и $t_{02}, t_{03}, \dots, t_{0n}$, используя соотношения (6.5), можно получить систему уравнений статистики для расчета установившихся температурных режимов МВУ.

Во многих случаях для расчета МВУ целесообразно применять упрощенные уравнения, например уравнение (6.1) или соотношение

$$D_i r_{i-1} = W_i r_i \quad (6.38)$$

Рассматривая совместно уравнения

$$\begin{aligned} D_i r_{i-1} &= W_i r_i \\ D_i r_{i-1} &= K_i F_i (t_{i-1} - \theta_i) \\ \theta_i &= t_i + \Delta_i \end{aligned} \quad (6.39)$$

можно получить формулы для приближенного расчета параметров МВУ. Решая эту систему уравнений относительно F_i , получим соотношения для проектного расчета, а относительно W_i и θ_i — для расчета статических характеристик.

Например, для прямоточной МВУ без пароотбора после совместного решения уравнений (6.39) получим:

$$D_i = \sigma / r_0 \quad W_i = \sigma / r_1 \quad (6.40)$$

$$\theta = t_{n1} - \sigma \frac{1}{K_1 F_1} \quad \theta_i = t_{n1} - \sigma \sum_{i=1}^{i+1} \frac{1}{K_i F_i} - \Delta_i$$

где

$$\sigma = \frac{t_{n1} - t_n - \sum_{i=1}^n \Delta_i}{\sum_{i=1}^n 1/(K_i F_i)}$$

На основе этих соотношений можно приближенно рассчитать изменение расхода греющего пара, производительности аппаратов, температурного режима при изменении температуры греющего пара и температуры в конденсаторе, т. е. оценить статические характеристики выпарной установки.

Аналогичным путем можно получить приближенные формулы для расчета установившихся режимов выпарной установки

с паротторбором. Для двухступенчатой установки с паротторбором получим [191]:

$$\begin{aligned} \sum W &= W_1 + W_2 = a_2 + c_2 E_1 \\ D_1 &= a_4 + c_4 E_1 \\ t_1 &= a_1' + c_1' E_1 \\ d_1 &= \frac{D_1 i_0}{W_1 r_1 + W_2 r_2} \end{aligned} \quad (6.41)$$

где d_1 — удельный расход тепла на единицу полезно используемого тепла. В этих соотношениях

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{K_1 F_1 (t_{\text{пн}} - \Delta_1)}{r_1} + \frac{K_2 F_2 (t_n + \Delta_2)}{r_2} \\ a_2 &= a_1 \left(1 - \frac{K_1 F_1 r_2 - K_2 F_2 r_1}{K_1 F_1 r_2 + K_2 F_2 r_1} \right) \\ c_2 &= \frac{K_1 F_1 r_2 - K_2 F_2 r_1}{K_1 F_1 r_2 + K_2 F_2 r_1} \\ c_4 &= \frac{K_1 F_1 r_1 r_2}{r_0 (K_1 F_1 r_2 + K_2 F_2 r_1)} \\ a_4 &= \frac{K_1 F_1 (t_{\text{пн}} - \Delta_1)}{r_0} - \frac{K_1 F_1 [K F_1 r_2 (t_{\text{пн}} - \Delta_1) + K_2 F_2 r_1 (t_n + \Delta_2)]}{r_0 (K_1 F_1 r_2 + K_2 F_2 r_1)} \\ a_1' &= \frac{a_1 r_1 r_2}{K_1 F_1 r_1 + K_2 F_2 r_2} \quad c_1' = \frac{r_1 r_2}{K_1 F_1 r_2 + K_2 F_2 r_1} \end{aligned} \quad (6.42)$$

Таким же образом для приближенных расчетов статических характеристик n -ступенчатых МВУ с паротторборами получены соответствующие аналитические соотношения [163].

Путем совместного решения приведенной выше упрощенной системы уравнений получены приближенные формулы для расчета выпарной установки с параллельным использованием вторичных паров [192]:

$$\begin{aligned} D_1 &= \frac{K_1 F_1}{r_0} \cdot \frac{(K_2 F_2 + K_3 F_3) (t_{\text{пн}} - t_3 - \Delta_1 - \Delta_2) + K_3 F_3 (\Delta_2 - \Delta_3)}{\sigma_1} \\ D_2 &= \frac{K_2 F_2}{r_1} \cdot \frac{K_1 F_1 (t_{\text{пн}} - t_3 - \Delta_1 - \Delta_2) - K_3 F_3 (\Delta_2 - \Delta_3)}{\sigma_1} \\ D_3 &= \frac{K_3 F_3}{r_1} \cdot \frac{K_1 F_1 (t_{\text{пн}} - t_3 - \Delta_1 - \Delta_3) - K_2 F_2 (\Delta_3 - \Delta_2)}{\sigma_1} \\ W_1 &= \frac{r_0}{r_1} D_1 \quad W_2 = \frac{r_1}{r_2} D_2 \quad W_3 = \frac{r_1}{r_3} D_3 \\ \theta_{\text{п}} &= t_{\text{п}} - \frac{(K_2 F_2 + K_3 F_3) (t_{\text{п}} - t_3 - \Delta_1 - \Delta_2) + K_3 F_3 (\Delta_2 - \Delta_3)}{\sigma_1} \end{aligned} \quad (6.43)$$

где

$$\sigma_1 = \sum_{i=1}^n K_i F_i$$

Соотношения (6.43) справедливы при условии

$$(t_{n1} - t_n) > (\Delta_1 + \Delta_2) = \Delta_1 + \Delta_2$$

Их можно использовать для расчета зависимостей между входными параметрами (температура греющего пара, температура в конденсаторе и др.) и выходными (температура и расход пара по аппаратам и др.).

Приведенные аналитические соотношения могут быть уточнены путем совместного решения точных уравнений энергетического баланса и теплопередачи. Однако этот путь приводит к чрезмерно громоздким результатам. Для трехступенчатой выпарной установки точный расчет сводится к выводу и

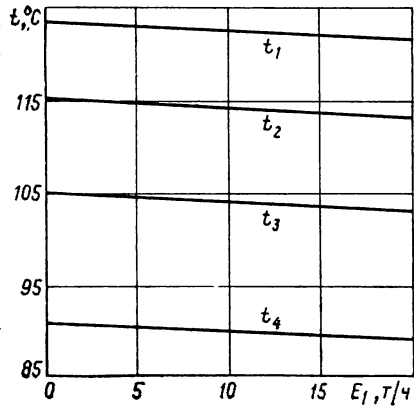


Рис. 6.15. Зависимость температур t вторичных паров МВУ от отбора пара из первого аппарата E_1 .

решению уравнения третьей степени, для n -ступенчатой — к решению уравнения n -й степени.

Полученные выше соотношения можно использовать при условии, что коэффициенты теплопередачи, температурные депрессии, энтальпия пара и теплоемкость раствора — постоянные величины. Приближенная оценка теплофизических параметров пара и раствора может обеспечить достаточную точность расчета. Часто коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 существенно зависят от параметров объектов, поэтому для уточнения расчета необходимо привлекать уравнения для определения K_i , например уравнение (6.13). В этих случаях решить систему уравнений МВУ аналитически невозможно, так как уравнение (6.13) — трансцендентное. Для решения этой системы необходимо использовать численные методы, в частности графоаналитический.

На рис. 6.15 представлены зависимости температур вторичного пара в четырехступенчатой выпарной установке от паротбора в первом аппарате E_1 , рассчитанные этим методом. Величины a_{1i}^* , a_{2i}^* , Δ_i , r_i определяли на основе предварительного задания температурного режима. Однако невозможен расчет и без предварительного задания, для чего необходимо привлечь зависимости

$$a_{1i}^* = f(t_{pi}) \quad a_{2i}^* = f(\theta_i, b_i) \quad \Delta_i = f(\theta_i, b_i, h_i) \quad r_i = f(t_i)$$

Сравнение результатов таких расчетов показывает, что предварительное распределение обеспечивает достаточную точность и не требует дополнительных пересчетов. Объясняется

это тем, что величины a_{1i}^* , a_{2i}^* , Δ_i , r_i , определяемые путем задания температур, слабо зависят от температуры в диапазоне возможных изменений режима работы каждого аппарата МВУ.

Следует отметить, что решение полной системы уравнений статики затруднено и потому возможно при ряде существенных упрощений либо при использовании ЭВМ.

Оценка удельных показателей МВУ. При анализе эффективности и оптимизации МВУ удобно пользоваться такими удельными показателями, как приведенные расчетные затраты, удельный расход тепла на единицу испаренной воды или раствора, удельный расход электроэнергии и др.

Удельные затраты на единицу испаренной воды в МВУ равны [193]:

$$c_* = c_q q + c_e e + \psi (a_f f + c_y^n) + c_p p + c_b S_0 + m + c_{np} \quad (6.44)$$

где c_q , c_e , a_f , c_p , c_b — стоимость соответственно тепла, электроэнергии, теплообменного оборудования (отнесенная к единице поверхности нагрева), реагентов и исходной воды; q , e , p , s_0 соответственно удельный расход тепла, электроэнергии, реагентов и исходной воды; f , c_y^n — соответственно удельная поверхность нагрева и прочие капиталовложения, не пропорциональные f ; m , c_{np} — соответственно удельные трудовые затраты и прочие эксплуатационные расходы.

Входящие в уравнение (6.44) удельные показатели q , e , f , p , s_0 могут использоваться также при сравнении установок различных типов и конструкций. В работе [193] вывод приближенных соотношений сделан для схем опреснительных МВУ. Соотношения для определения удельных показателей в других схемах можно получить по аналогичной методике. В указанной работе получено соотношение для удельного расхода тепла:

$$q = \frac{Q_1}{\sum W} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i}} \frac{1}{\sum_{i=1}^n W \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i}} \left[\sum_{j=1}^{n-1} \left(E_j r_j \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i} \right) + \sum_{j=1}^n \left(\frac{1}{r_j} \sum_{i=1}^j Q_i^n \right) \right] + S_0 (\theta_1 - \theta_0) c'' \quad (6.45)$$

где Q_1 — расход тепла на выпаривание; θ_1 — температура растворов в первом аппарате; Q_i^n , E_i — соответственно потери тепла и отбор вторичного пара.

Соотношение (6.45) справедливо также и для установок, где используется самоиспарение раствора (в последующем корпусе); подогрев исходного раствора в них осуществляется отбираемым паром и частично за счет тепла дистиллята.

На основе соотношения (6.45) могут быть получены формулы для определения удельного расхода тепла в частных случаях: 1) отсутствие отборов пара; 2) пренебрежительно малые потери тепла; 3) выполнение условия $r_i \approx r_{i+1}$, что справедливо для МВУ при $n \geq 5$. Наиболее простая зависимость характеризует вариант, когда выполняются все перечисленные условия, т. е. $E_i = 0$, $Q_i^n = 0$, $r_i \approx r_{i+1}$. При этом

$$q = r_1/n + S_0 (\theta_1 - \theta_0) c'' \quad (6.46)$$

Удельная поверхность нагрева МВУ равна

$$f = f_a + f_p + f_k = \left(\sum_{i=1}^n F_i^a + \sum_{j=1}^m F_j^p + F_k \right) / \sum W$$

где f_a , f_p и f_k — удельные поверхности нагрева выпарных аппаратов, регенеративных подогревателей и поверхностного конденсатора; $\sum_{i=1}^n F_i^a \sum_{j=1}^m F_j^p$ — суммарные поверхности нагрева выпарных аппаратов и регенеративных подогревателей; F_k — поверхность нагрева конденсатора.

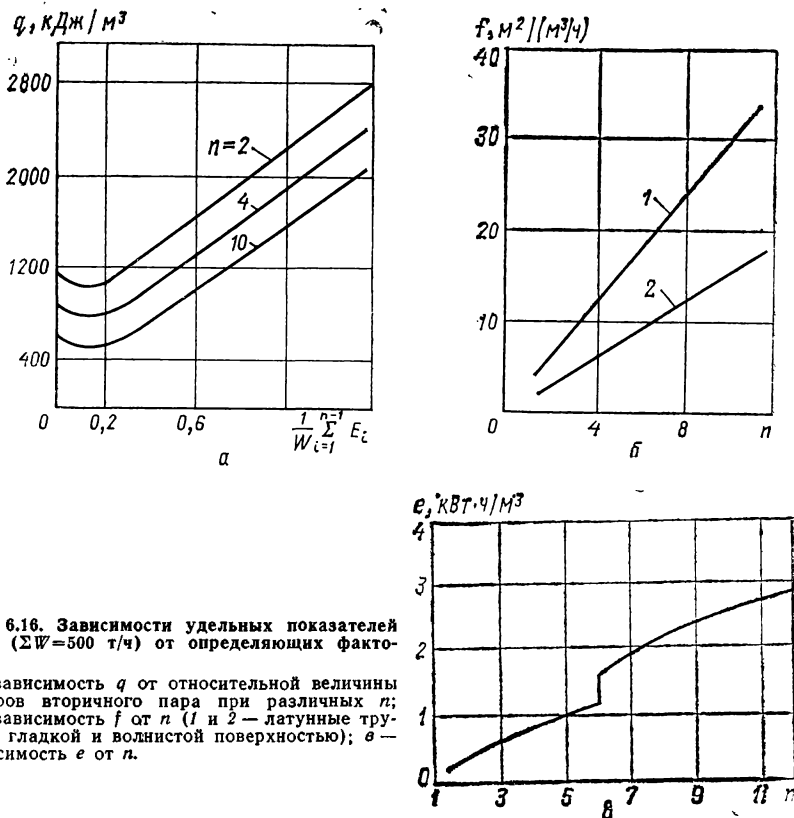


Рис. 6.16. Зависимости удельных показателей МВУ ($\Sigma W=500$ т/ч) от определяющих факторов:

a — зависимость q от относительной величины отборов вторичного пара при различных n ; $б$ — зависимость f от n (1 и 2 — латунные трубы с гладкой и волнистой поверхностью); $в$ — зависимость e от n .

При условии (6.27) удельная поверхность равна

$$f = \frac{nr_1}{K_1 \Delta t_1} + \frac{S_0(\theta_1 - \theta_2)}{K_1 \Delta t_1} n + \frac{S(\theta_0 - \theta_k) c'''}{K_p \Delta t_p} + \frac{r_n}{n K_k \Delta t_k} \quad (6.47)$$

где θ_k — температура раствора (воды) на выходе из конденсатора; K_p , Δt_p — соответственно коэффициент теплопередачи и температурный напор в регенераторах; K_1 , Δt_1 — соответственно коэффициент теплопередачи и температурный напор в выпарном аппарате; K_k , Δt_k — соответственно коэффициент теплопередачи и температурный напор в конденсаторе:

На рис. 6.16,а приведена вычисленная по соотношению (6.46) зависимость удельного расхода тепла от относительной величины паровыводов. Точки минимума на кривых соответствуют отборам пара на подогрев исходной воды, когда расход первичного тепла для этой цели минимален. На рис. 6.16,б приводится зависимость удельной поверхности нагрева опреснительной МВУ (производительностью 500 т/ч) от числа аппаратов для гладких и волнистых труб, вычисленная по уравнению (6.47).

Удельный расход электроэнергии складывается из расходов на подачу исходного раствора, перекачивание раствора через конденсатор и подогреватели, перекачивание раствора из аппарата в аппарат, принудительную циркуляцию, отвод дистиллята и упаренного раствора, удаление неконденсирующихся газов:

$$e = \frac{\sum N}{\sum W} = \frac{1}{\sum W \eta'_n} (S_0 \Delta H_0 + S_0' \Delta H_K + S_0 \Delta H_D) + \Delta H_y + \frac{1}{\sum W \eta''_n} \sum_{i=1}^n S_i \Delta H_i + \frac{\varphi f_a}{\pi n} \sum \frac{e_i^u}{d_i H_i} + \frac{\Delta H_D}{\eta_n'''} + \frac{(S_0 - \sum W) \Delta H_y}{\sum W \eta_n'''} + e_{нг}$$

где η'_n , η''_n , η_n''' , η_n'''' — к. п. д. насосов соответственно для перекачивания исходного раствора, упаренного раствора, отвода дистиллята и упаренного раствора; ΔH_0 , ΔH_K , ΔH_D , ΔH_i , ΔH_D и ΔH_y — потери напора при подаче исходного раствора, перекачивании воды через конденсатор, прокачивании раствора через подогреватели и через i -й аппарат, отводе дистиллята и сконцентрированного раствора; φ — доля суммарной поверхности нагрева аппаратов, приходящаяся на аппараты с принудительной циркуляцией; e_i^u , $e_{нг}$ — расходы электроэнергии на циркуляцию раствора в одной кипяtilьной трубке i -го аппарата и отвод неконденсирующихся газов из конденсатора и выпарных аппаратов.

Для установок без пароотбора при равных диаметрах и высотах кипяtilьных трубок и поверхностей нагрева, а также при одинаковых производительностях аппаратов удельный расход электроэнергии определяется соотношением

$$e = \frac{r}{\pi n d_i H q} \sum_{i=1}^n e_i^u + \frac{\Delta H_D}{\eta_n'''} + e_{нг} \quad (6.49)$$

На рис. 6.16, в приведена зависимость удельного расхода электроэнергии от числа аппаратов с вынесенной зоной кипения. Скачкообразный характер зависимости объясняется введением принудительной циркуляции начиная с шестого аппарата.

Решение уравнений статики МВУ на ЭВМ. На основе метода электроаналогий [194] разработано вычислительное устройство для расчета прямоточных МВУ с пароотборами по линейным уравнениям. С помощью этого устройства определяют производительность и температуру пара в каждом аппарате при заданных поверхностях нагрева, коэффициентах теплопередачи, пароотборах и температурном напоре установки. При заданной производительности аппаратов можно определить их поверхности нагрева. Расчеты выполняются методом последовательных приближений. Это требует многократной перестройки прибора, что значительно увеличивает продолжительность расчета.

Используя метод электроаналогий, автор разработал модель для расчета нагрузок выпарных установок с отборами и добав-

ками пара [3]. Потокам пара в этой модели эквивалентны токи в цепи. Моделирование осуществляется методом последовательных приближений. Эта модель, как и модель, описанная в работе [194], предназначена для решения только линейных задач; ее можно применять и в учебных целях.

Для расчета МВУ на основе достаточно полной системы уравнений статистики необходимо использовать ЭВМ. Эта система решена итерационными методами. При разработке алгоритмов возможны два варианта: 1) совместное решение замкнутой системы уравнений, описывающей МВУ; 2) решение системы уравнений одного аппарата с последующим использованием этого алгоритма для определения параметров всех аппаратов. Второй вариант обеспечивает существенное уменьшение блоков программы [195].

При разработке алгоритмов учитывались следующие положения.

1. При проектных и эксплуатационных расчетах используется одна и та же система уравнений. Меняются только задаваемые и определяемые величины (независимые и зависимые переменные). При эксплуатационных расчетах и расчете статических характеристик действующего объекта определяются t_{ni} , D_i , W_i , S_i , θ_i , t_i , b_i ; при проектных расчетах одна из этих переменных, например θ_i , переводится в категорию независимых, а вместо нее определяется F_i . Кроме того, при проектных расчетах используется уравнение

$$\sum W = W_1 + W_2 + \dots + W_n$$

2. Для первого аппарата одна из переменных, например t_{n1} или D_1 , обычно задается, а для последнего либо задается t_n , либо для ее определения привлекается уравнение конденсатора.

3. Для определения коэффициентов теплопередачи можно использовать различные методики: расчет K по уравнению (6.13); расчет K по уравнению (3.7) на основе предварительного определения α_1 и α_2 , которые находят с помощью различных соотношений, в частности (3.6), (6.9) и (6.10).

Возможны три варианта системы уравнений для статического расчета выпарного аппарата, приведенные в табл. 9. В столбце справа через f_k обозначены уравнения, которые при решении системы методом Ньютона представляются в виде $f_k(\bar{x}_j) = 0$ (где k, j — соответственно номера уравнений и определяемой переменной). Варианты 1 и 2 практически равноценны. Вариант 3 целесообразно применять при разработке объединенного алгоритма расчета стационарных и переходных режимов МВУ. На рис. 6.17 и 6.18 представлены блок-схемы алгоритмов, построенных на основе использования системы уравнений по варианту 1.

По алгоритму Ньютона можно проводить как проектные, так и эксплуатационные расчеты МВУ, так как он инвариантен к

перемене векторов независимых и зависимых переменных. При расчетах по алгоритму Зейделя для перевода программы из одного вида расчета в другой предусмотрен ключ.

На основе указанных алгоритмов И. И. Костанжи составил программы расчета на ЭВМ. Длина программы и продолжительность расчета зависят от числа аппаратов. Продолжитель-

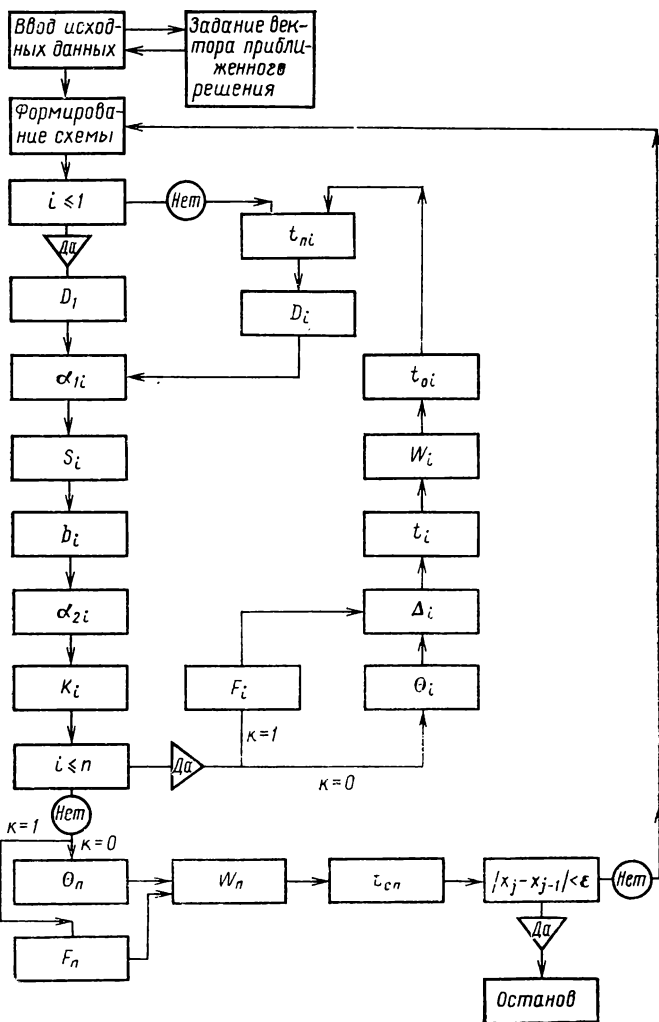


Рис. 6.17. Блок-схема расчета МВУ методом Зейделя.

ность расчета пятиступенчатой выпарной установки по алгоритму Ньютона без использования внешней памяти составила для ЭВМ «Раздан-2» 45 с при сходимости по четвертому знаку мантиссы; продолжительность расчета трехступенчатой выпарной

Система уравнений для статического расчета выпарного аппарата

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	f_k
	$t_{\text{п}i} = t_{i-1}$ $t_{\text{п}i}$ задается		—
	$D_i = W_{i-1} - E_i + D_i^{\text{п}}$ $D_i = \frac{\alpha_{1i}(t_{\text{п}i} - t_{c1}) - Q_1'}{r_1(t_{\text{п}i})} + D_1'$		f_1
	$\alpha_{1i} = A_{1i}(t_{\text{п}i}) q^{m'} = A_{1i}(t_{\text{п}i}) \left[\frac{(D_i - D_i') r_i(t_{\text{п}i})}{F_i} \right]^{m'}$ $= A_{1i}'(t_{\text{п}i}) (t_{\text{п}i} - t_{c1})^{m_1}$		f_2
	$S_i = S_{i-1} - W_i$		f_3
	$b_i = \frac{b_{i-1} S_{i-1}}{S_i}$		f_4
$\alpha_{2i} = A_{2i}'(b_i, \theta_i) \times$ $\times \left[\frac{(D_i - D_i') r_i(t_{\text{п}i})}{F_i} \right]^{m_2'}$	—	$\alpha_{2i} = A_{2i}(b_i, \theta_i) (t_{c1} - \theta_i)^{m_2}$	f_5

Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	f_k
$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1i}} \frac{d_{Bi}}{d_{Hi}} + \frac{d_{Bi}}{2\lambda} \ln \frac{d_{Hi}}{d_{Bi}} + \frac{\delta_{Hi}}{\lambda_{Hi}} + \frac{1}{\alpha_{2i}}}$	$a_{1i} * K_i \frac{1}{1+m_1} \Delta'_i - \frac{m_1}{1+m_1} +$ $+ a_{2i} * K_i \frac{1}{1+m_2} \Delta'_i - \frac{m_2}{1+m_2} +$ $+ a_{3i} * K_i = 1$	—	f_6
$\theta_i = t_{ni} - \frac{(D_i - D_i') r_i(t_i) - Q_i'}{F_i K};$	$\theta_n = t_n - \psi(b_n, \theta_n, h_n)$	$\theta_i = \frac{c_{2i} t_{ci} - c_{3i} t_{ni}}{c_{4i}}$	f_7
	$\Delta_i = \psi(b_i, \theta_i, h_i)$		f_8
	$t_i = \theta_i - \Delta_i$		f_9
$W = \frac{(D_i - D_i') r_i(t_i) + S_{i-1} c_{i-1} \theta_{i-1} - S_i c_i(\theta_i, b_i) - Q_i' - Q_i''}{i_i''(t_i)}$		$W_i = \frac{-d_{2i} \theta_i + d_{4i} t_{ci} + d_{5i}}{d_{4i}}$	f_{10}
$t_{ci} = t_{ni} - \frac{K_i}{\alpha_{1i}} (t_{ni} - \theta_i)$		$t_{ci} = \frac{a_{2i} t_{ni} - a_{4i} (D_i - D_i') - a_{5i}}{a_{3i}}$	f_{11}

установки по алгоритму Зейделя с точностью до четвертого знака мантиссы составила 43 с.

При использовании рассмотренных алгоритмов необходимо определить вектор начального приближения. В отдельных случаях (при достаточной информации о компонентах этого вектора) он уточняется с помощью алгоритма метода итераций,

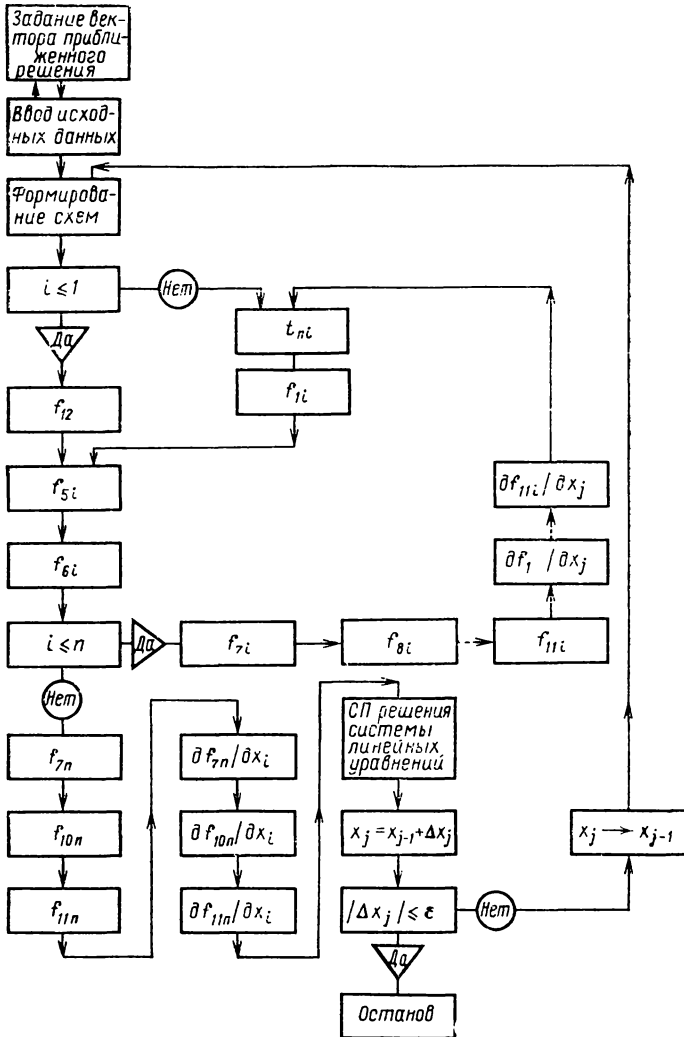


Рис. 6.18. Блок-схема расчета МВУ методом Ньютона.

однако если этот вектор задан не точно, процесс решения может быть расходящимся. Для нахождения приближенного решения используются аналитические соотношения, полученные в данной главе, или же упрощенный алгоритм итераций.

Рассмотренные алгоритмы решения системы уравнений статики МВУ (модели функционирования объекта в статике) используются при построении алгоритмов технико-экономической оптимизации параметров и расчета статических характеристик.

Определение оптимальных параметров МВУ. Для получения ориентировочных оценок параметров могут применяться аналитические методы. Например, приняв в качестве критерия оптимальности удельные приведенные затраты, можно показать, что переменная часть этого критерия определяется соотношением

$$C = \frac{\bar{C}}{\sum W} = c_q d_Q + \psi c_f d_f \quad (6.50)$$

где c_q , c_f — стоимости тепла и поверхности нагрева; d_Q , d_f — удельные расходы тепла и поверхности нагрева; ψ — коэффициент эффективности капиталовложений.

Используя приближенные соотношения для установки без паротворов

$$\sum W = W_n \quad F_i = \frac{\sum W r_i}{n K_i \Delta t_i}$$

получим:

$$d_Q = \frac{r_1}{n} \quad d_f = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{r_i}{K_i \Delta t_i} \quad (6.51)$$

При равенстве температурных напоров по аппаратам

$$C = \frac{a_1 r_{\text{ср}}}{n} + \frac{a_2 r_{\text{ср}} \psi n}{K \left(t_{\text{н1}} - t_{\text{к}''} - \sum_{i=1}^n \Delta t_i \right)} \quad (6.52)$$

Для случая $F_1 = F_2 = \dots = F_n$

$$d_f = \frac{\sum_{i=1}^n F_i}{\sum W} \approx \frac{r n}{K \left(t_{\text{н1}} - t_{\text{к}''} - \sum_{i=1}^n \Delta t_i \right)} \quad (6.53)$$

Подставляя соотношения (6.51) и (6.53) в (6.50), получим:

$$C = \frac{a_1 r}{n} + \frac{a_2 \psi r n}{K \left(t_{\text{н1}} - t_{\text{к}''} - \sum_{i=1}^n \Delta t_i \right)} \quad (6.54)$$

Из уравнения (6.54) можно определить оптимальное число ступеней выпаривания, обеспечивающие минимум критерия C :

$$n_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{K \left(t_{\text{пл}} - t_{\text{к}}^n - \sum_{i=1}^n \Delta_i \right)}{\psi}} \quad (6.55)$$

Можно получить более точные соотношения для определения расчетных затрат в зависимости от различных конструктивных и режимных параметров. Более полно методика оптимизации прямоточной выпарной установки с принудительной циркуляцией раствора в аппаратах рассмотрена в работе [3].

Задача полной оптимизации параметров выпарной установки при проектировании сводится к определению совокупности оптимальных конструктивных и режимных параметров, определяющих экстремум критерия оптимизации (n , g_i , H_i , θ_1 , θ_2 , ..., θ_{n-1} , d_1 и др.). При этом в зависимости от задач расчета должны выполняться различные требования:

а) $F_1 = F_2 = \dots = F_n$;

б) $H_1 = H_2 = \dots = H_n$;

в) условия а) и б) одновременно;

г) $\min \sum_{i=1}^n F_i$;

д) $\min \sum_{i=1}^n F_i$; $F = C$ (C — заданная величина);

е) $F_1 = F_2 = \dots = F_{n-1}$; $F_n = C$;

ж) условия а) и г) одновременно.

Задача решается с учетом следующих ограничений:

$$n \geq 1 \quad g_{\min} \leq g_i \leq g_{\max} \quad H_{\min} \leq H \leq H_{\max} \quad t_{\text{пл}} < \theta_i < t_{\text{к}}^n \quad (6.56)$$

Если в результате решения требуется определить оптимальные значения n , g_i , H_i , θ_i , то общее число независимых переменных равно $3n$. Если принимается условие б), то число переменных равно $2n+1$, если условие в) совместно с условием $g_1 = g_2 = \dots = g_n$, то число независимых переменных равно $n+2$.

Задача оптимального проектирования МВУ сводится к математической задаче отыскания экстремума функции многих переменных, связанных рядом условий, заданных уравнениями, при наличии ограничений, заданных системой неравенств. Методы решения подобных задач рассматриваются в работах [18—21]. Эти решения наиболее эффективно выполняются методами нелинейного программирования при использовании быстродействующих электронных цифровых вычислительных машин.

Алгоритм расчета зависимостей технико-экономических критериев эффективности от различных параметров получают путем дополнения алгоритма АРСХ блоком вычисления критерия оптимальности (см. гл. 1). Если при проектировании МВУ

критерием оптимальности служат расчетные затраты, то можно использовать соотношения (5.59), (5.60).

Рассмотренная методика позволяет получить систему уравнений и ограничений, необходимых для оптимального проектирования многоступенчатых испарительных и выпарных установок. Эту методику можно использовать при проектировании установок с отбором вторичного пара и без отбора, прямоточных и противоточных.

Ниже в таблице приведены некоторые задачи расчета выпарных установок и указаны методы, которые целесообразно применять для их решения.

Задача расчета	Рекомендуемые методы		
	известные	упрощенные*	уточненные**
Приближенная оценка одного или нескольких вариантов МВУ	+	+	—
Приближенная оценка большого числа вариантов	+	+	+
Точный расчет одного или нескольких вариантов МВУ	+	—	+
Точный расчет большого числа вариантов	—	—	+
Приближенный расчет статических характеристик	—	+	—
Точный расчет статических характеристик	—	—	+

* См. с. 172—182 и [3].

** См. с. 136, 166, 182 и [3].

Расчеты выпарных установок на ЭВМ осуществляются сравнительно недавно, однако накопленный опыт свидетельствует о значительных преимуществах применения вычислительных машин при выполнении точных расчетов большого числа вариантов МВУ.

6.5. ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Рассматриваются примеры исследований и расчетов, выполненных при разработке выпарных установок с пленочными испарителями, в которых пленка жидкости и вторичный пар движутся в одном направлении — вниз. При движении пара со скоростью, превышающей скорость жидкости, он увлекает жидкость и интенсифицирует теплоотдачу. Такой испаритель конструктивно проще испарителя, в котором пленка стекает вниз, а пар поднимается вверх.

Изучение пленочных выпарных аппаратов представляет интерес в связи с решением задач повышения производительности и экономичности установок, улучшения качества готовой продукции и использования вторичных энергоресурсов для целей выпаривания.

Для повышения экономичности МВУ необходимо увеличить число ступеней испарения, которое при заданном температурном напоре установки ограничено минимально допустимым температурным напором ступени (4—5 гра-

дусов для аппаратов с кипением в объеме и трубах). В большинстве случаев $\alpha_2 \propto \Delta t^m$ (где $m > 0$). При этом увеличение числа ступеней приводит к снижению температурного напора каждой ступени и соответственно α_2 . Желательны зависимости α_2 от Δt с минимальными значениями m (включая $m < 0$). При отрицательных m с увеличением числа ступеней испарения и соответственным повышением энергетической эффективности коэффициенты теплопередачи в аппаратах возрастают.

Исследования ряда авторов [92, 96—98] показали, что при определенных режимах выпаривания в пленке наблюдается указанная «благоприятная» зависимость $\alpha_2 = f(\Delta t)$. Пленочные аппараты перспективны для выпаривания термолабильных растворов, так как в них уменьшается объем жидкости и соответственно продолжительность тепловой обработки. Наконец, задача экономичного использования энергоресурсов (включая вторичные) связана с разработкой выпарных аппаратов, работающих при малых температурных напорах, так как температурный потенциал вторичных энергоресурсов обычно невелик, и необходимо обеспечить высокую интенсивность теплообмена для этих условий.

При разработке пленочного выпарного аппарата основными задачами, которые необходимо решить, являются следующие: 1) органи-

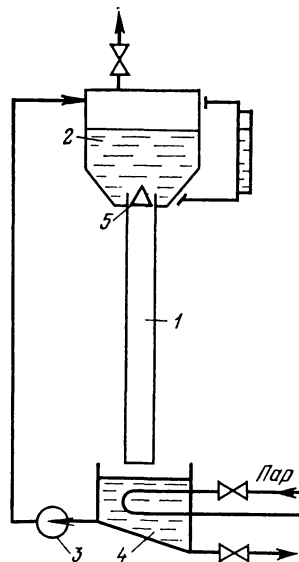


Рис. 6.19. Схема установки для исследования пленкообразования:

1 — труба; 2 — бак; 3 — циркуляционный насос; 4 — сборник жидкости; 5 — насадка.

зация равномерного и надежного орошения поверхности нагрева; 2) определение условий, предотвращающих накипобразование и унос капель жидкости; 3) определение зависимости коэффициента теплоотдачи (теплопередачи) от различных факторов; 4) конструирование аппарата.

В различных отраслях промышленности в качестве пленкообразователей применяют дырчатую, щелевую и винтовую насадки, распределительные диски и др. [92, 170]. При разработке способа формирования пленки стремятся к тому, чтобы пленка равномерно омывала внутреннюю поверхность труб при минимальном количестве жидкости, проходящей через насадку, и минимальном гидравлическом сопротивлении насадки. При разработке испарителя определяют влияние на формирование пленки геометрических размеров насадок (высота, ширина щели и др.), давления жидкости над насадкой, свойств жидкости, а также выясняют надежность работы насадки, характеризующуюся продолжительностью ее работы без засорения.

На основе математической модели статической оптимизации находят параметры и соотношения, подлежащие экспериментальному определению. В частности, для расчета оптимальных параметров выпарных установок с пленочными испарителями необходимы зависимости (3.57) и (3.57а). Кроме того, необходимы данные о температурных депрессиях в выпарных аппаратах.

Выпарные установки для концентрирования термолабильных растворов. Концентрирование производится обычно в двухступенчатых (по использованию вторичных паров) установках [146]. Применяются аппараты с естественной и принудительной циркуляцией в различном конструктивном исполнении. Удельные расходы пара и воды на таких установках составляют соответственно 0,6 и 14 кг/кг испаренной воды. Время пребывания раствора в системе превышает 1,5 ч, что приводит к снижению качества готовой продукции. Возникает задача создания для концентрирования термолабильных продуктов

МВУ повышенной производительности с существенно меньшими расходами энергоресурсов и воды, обеспечивающих повышение качества готовой продукции. Для этих целей в УкрНИИКП под руководством автора разрабатывались МВУ с повышенным числом ступеней испарения, в которых применялись пленочные испарители.

Исследование различных типов насадок производилось на установке, схема одного из вариантов которой изображена на рис. 6.19. Описание установки, методика экспериментов и результаты приведены в работе [197]. Опыты показали нецелесообразность практического применения для обработки термолabileльных продуктов дырчатых и винтовых насадок. Щелевая насадка при определенных условиях обеспечивает надежное распределение жидкости.

Зазор δ^* , при котором возможно выпаривание раствора до заданной концентрации за один проход, оценивается по соотношению

$$\delta^* = \frac{bKH\Delta t}{(b - b_0) \rho \omega_0} \quad (6.57)$$

где ω_0 — скорость жидкости в насадке.

Для условий работы выпарных аппаратов δ^* гораздо меньше ширины зазора, определенной в экспериментах по оценке длительности работы насадки без засорения. Следовательно, при выпаривании в ниспадающей пленке не удастся обеспечить условия прямоточности, и выпарной аппарат должен работать при определенной кратности циркуляции, что увеличивает время пребывания жидкости в аппарате и повышает расход электроэнергии.

При большом числе кипячительных трубок создаются трудности изготовления насадок и эксплуатации аппарата, поэтому исследовалась возможность хорошего орошения с помощью распределительных дисков. Исследования проводились на установке, аналогичной приведенной на рис. 6.22. Диски с отверстиями соответствующих размеров обеспечивали хорошее распределение жидкости в трубах. Ввиду простоты и надежности этому способу отдано предпочтение.

Информация о процессах теплообмена при выпаривании в ниспадающей пленке, необходимая для оценки оптимальных параметров МВУ, определялась на нескольких экспериментальных установках [94, 198].

Визуальные наблюдения за процессом испарения воды показали, что пузырьки образуются на устойчивых центрах парообразования и сносятся потоком жидкости. Парообразование происходило в основном в результате испарения жидкости с поверхности раздела фаз. По мере роста температурного напора увеличивается число действующих центров парообразования. При определенных режимах в нижней части поверхности нагрева появляются участки, не смоченные жидкостью. С повышением концентрации раствора отрыв пузырьков с наружной поверхности движущейся пленки затрудняется, и все большее число пузырьков движется вместе с пленкой жидкости.

Для исследования процесса выпаривания в ниспадающей пленке в трубе под вакуумом была разработана экспериментальная установка, схема которой, описание, методика опытов и результаты приведены в работе [94]. Кипятильная труба выполнена из нержавеющей стали 12Х18Н9Т, толщина 2,5 мм, внутренний диаметр 45 мм, длина рабочего участка 2 м, поверхность нагрева — нормально окисленная.

Для определения влияния высоты поверхности на коэффициент теплоотдачи и проверки работы пленочного аппарата в условиях производства с учетом возможности образования накипи была разработана экспериментальная установка с высотой рабочего участка 6 м [94, 95]. Установка выполнена из нержавеющей стали и отличается от установки, описанной в работе [94], непрерывным отводом жидкости с помощью двух попеременно включаемых бачков и другими усовершенствованиями. Опыты на этой установке проводились при плотности орошения до 3—4 кг/(м·с), обеспечиваемой щелевой насадкой (ширина щели — 2,1 и 2,5 мм) и двумя распределительными дисками (живое сечение — 40%; диаметр верхнего отверстия 5 мм, нижнего — 3,5 мм).

На рис. 6.20 и в качестве примера представлены ориентировочные графики зависимости коэффициента теплопередачи от высоты поверхности нагрева.

На рис. 6.21 представлены графики зависимости коэффициентов теплопередачи пленочного испарителя (кривые 1—3) и аппарата с естественной циркуляцией (кривая 4) от температурного напора. Плотность орошения в

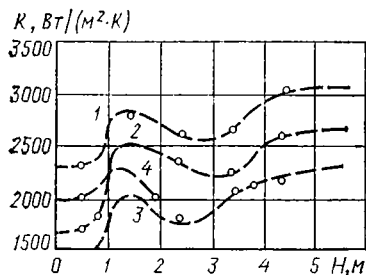


Рис. 6.20. Зависимость коэффициента теплопередачи K от высоты трубы H при различных значениях b (%) и Δt (град):

1 — 5% и 2,9 град; 2 — 7,5 и 3,5; 3 — 11,7 и 5,0; 4 — 10% и 9 град; 1, 2, 3 — $H=6$ м; 4 — $H=2$ м.

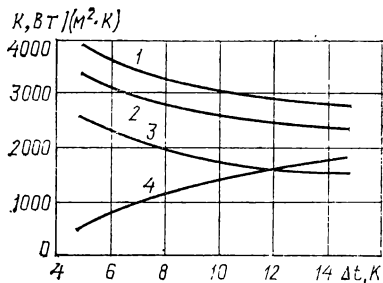


Рис. 6.21. Зависимости коэффициента теплопередачи пленочного испарителя (1—3) и аппарата с естественной циркуляцией (4) от температурного напора при различных значениях b (%):

1 — 7%; 2, 4 — 11; 3 — 15.

пленочном испарителе составляла $3 \text{ кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$. Анализ графиков показывает, что коэффициенты теплопередачи для рассматриваемых условий примерно на 50% выше, чем при выпаривании растворов в трубах, целиком заполненных кипящей жидкостью.

По данным экспериментов, на трубах высотой 2 и 6 м получено аппроксимирующее уравнение для оценки коэффициентов теплоотдачи при испарении растворов в ниспадающей пленке:

$$\alpha_2 = (2,64 - 0,125b) 10^4 \Delta t^{-0,578} \quad (6.58)$$

Это уравнение можно использовать для расчета теплообмена при плотности орошения до $3\text{--}4,5 \text{ кг}/(\text{м}\cdot\text{с})$, температурного напора $2\text{--}15 \text{ К}$, концентрации растворов $5\text{--}18\%$. Оно необходимо для получения математической модели, используемой при определении параметров выпарных установок при проектировании.

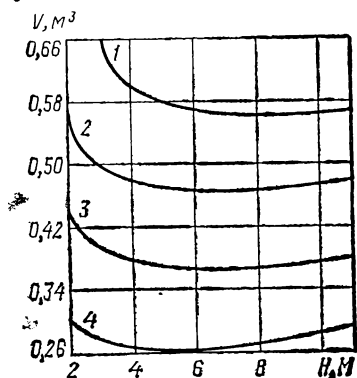
Далее на основе соотношений, полученных в работе [3], выполнена оценка оптимальных параметров установки.

На рис. 6.22 приведены графики зависимости полного объема металла аппарата от высоты поверхности нагрева [3], из которых следует, что на практике высота труб проектируемой установки может быть принята равной $5\text{--}6$ м; при большей высоте труб затруднена их очистка. В интервале высот $4\text{--}6$ м коэффициент теплопередачи изменяется незначительно. Из технологических соображений выбирают $H=5,5$ м.

При расчетах оптимального варианта установки трудно оценить стоимость ее изготовления. Поэтому критерий оптимизации определялся при различных стоимостях изготовления одного аппарата (Φ_1') и оценивалось влияние этого фактора на выбор оптимального варианта.

На рис. 6.23 приведены результаты расчета переменной части критерия оптимальности при различных стоимостях изготовления одного аппарата. Из графиков видно, что вывод о необходимости строительства установок с повышенным числом ступеней выпаривания не меняется при изменении стоимости аппаратов. При расчетах принималось, что стоимость изготовления аппа-

ратов при заданной производительности установки не зависит от числа ступеней использования пара. Действительно, при заданной производительности с увеличением числа аппаратов уменьшается поверхность нагрева каждого аппарата и, следовательно, стоимость его изготовления. Если учесть это допущение, то оптимальное число ступеней незначительно сдвигается в сторону увеличения.



Оценивалось влияние плотности орошения в пленочных аппаратах или кратности циркуляции в аппаратах с естественной и принудительной циркуляцией на суммарные расходы \bar{C} . При этом определяли влияние расхода электроэнергии на \bar{C} и, следовательно, стоимость интенсификации процесса за счет увеличения скорости движения жидкости. Соответствующие зависимости приведены на рис. 6.24. Из графиков следует, что

Рис. 6.22. Зависимость объема металла аппарата V от высоты поверхности нагрева H при различных площадях поверхности теплообмена F (в м^2): 1 — 250; 2 — 200; 3 — 150; 4 — 100.

изменение плотности орошения (кратности циркуляции) в широком диапазоне несущественно влияет на \bar{C} . При расчетах не учитывалось некоторое уменьшение поверхности нагрева вследствие увеличения скорости.

На различных предприятиях накладные расходы и заработная плата в расчете на 1 кг продукта различны. Поэтому при оптимизации МВУ оценивают влияние этого фактора на результаты расчета оптимального варианта [3].

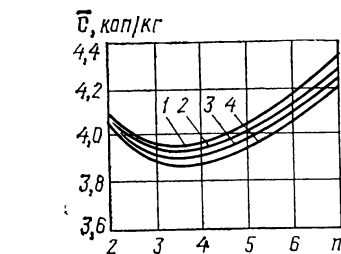
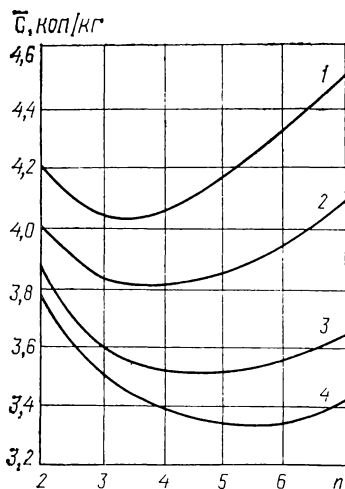


Рис. 6.23. Зависимость удельных затрат \bar{C} от n при различной стоимости изготовления аппаратов Φ_2 (в руб.): 1 — 12 000; 2 — 8000; 3 — 4000; 4 — 2000.

Рис. 6.24. Зависимости удельных затрат \bar{C} от n при различных плотностях орошения g [в $\text{кг}/(\text{ч} \cdot \text{м})$]: 1 — 2000; 2 — 1500; 3 — 1000; 4 — 500.

На рис. 6.25 приведены зависимости переменной части расчетных затрат на выпарную установку от высоты конденсатора смешения при различном давлении в конденсаторе (а) и от числа ступеней при различных температурах охлаждающей воды (б). Наличие конденсатора влияет на \bar{C} при давлении $P < 1$ МПа. При более высоком давлении суммарные расчетные затраты практически не зависят от высоты конденсатора, так как удельный расход воды и, следовательно, затраты на нее меняются незначительно.

Утилизационные выпарные установки. В современных термических опреснительных установках затраты на тепло составляют 40–50% от суммарных. Для их снижения целесообразно использовать тепло вторичных энергоресурсов энергетических и технологических агрегатов (уходящие газы газотурбинных установок, двигателей внутреннего сгорания, печей, вторичный пар выпарных установок; горячая вода; сбросное тепло холодильных установок и

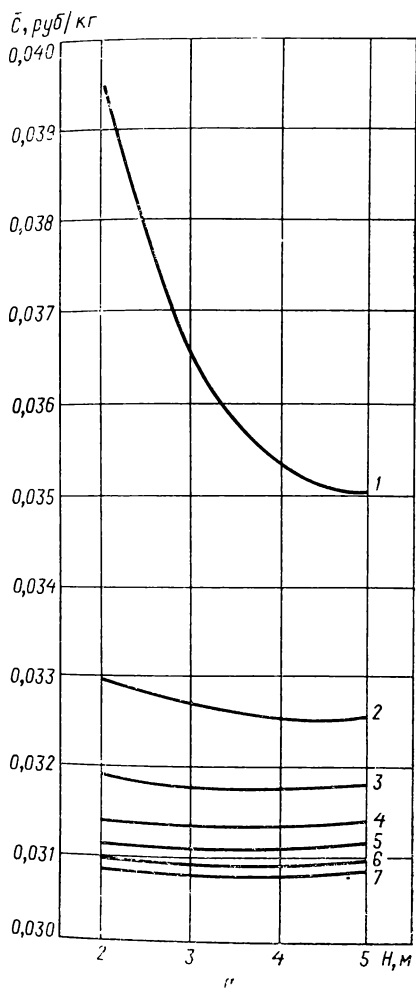
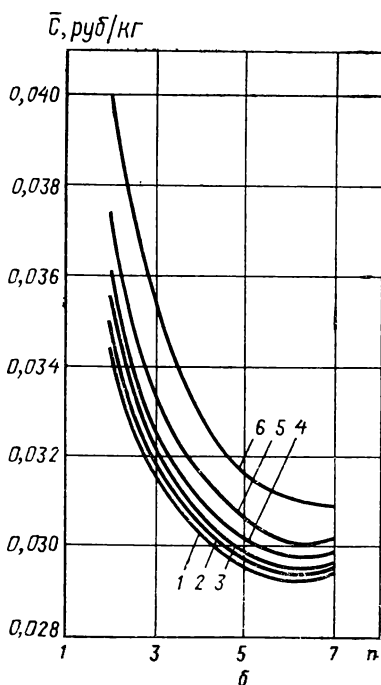


Рис. 6.25. Зависимости удельных затрат \bar{C} от высоты H конденсатора смещения (*а*) и числа n ступеней выпаривания (*б*):

а — при различном давлении в конденсаторе (в кПа): 1 — 4,25; 2 — 7,4; 3 — 12,3; 4 — 16,9; 5 — 31,2; 6 — 47,4; 7 — 70,1;
б — при различной температуре охлаждающей жидкости (в °С): 1 — 15; 2 — 20; 3 — 25; 4 — 30; 5 — 35; 6 — 40.



др.), использование которых затруднено при низком температурном потенциале (см. раздел 11.4). Для районов, нуждающихся в пресной воде при наличии соленой, или для производств, в которых необходима организация процессов выпаривания, вторичные энергоресурсы можно использовать для выпаривания.

В работе [161] рассматривается пример проектирования дистилляционных опреснительных установок, утилизирующих тепло отходящих газов газотурбинных установок, приводящие в действие компрессоры на магистральных газопроводах, обладают значительными резервами тепла, так как отхо-

дящие газы выбрасываются в атмосферу при температуре 250 °С и выше. В то же время газокompрессорные станции и жилые поселки вблизи них нуждаются в пресной воде при наличии источников соленых вод.

Одним из источников водоснабжения может служить дистилляционная установка с замкнутой схемой циркуляции дистиллята во избежание интенсивного накипеобразования в утилизационном теплообменнике. В качестве последних целесообразно применять пленочные испарители, которые в данных условиях перспективны по следующим причинам.

1. При заданном количестве утилизируемого тепла требуемую производительность установки можно обеспечить, если число ступеней испарения

$$n \geq r_1 \frac{\sum W}{Q} = \frac{r_1 \sum W}{G_{\text{гс}}(t_1 - t_2)} \quad (6.59)$$

Например, для газокompрессорных станций с газотурбинной установкой ГТУ-7 ($Q=4,6$ ГДж/ч при $t_1=250$ °С, $t_2=220$ °С) требуется обеспечить производительность по дистилляту $\sum W=25$ т/ч при $n \geq 5$. При температуре испарения воды в первом аппарате $\theta_1=80$ °С трудно создать МВУ с таким числом ступеней, используя испаритель с трубами, заполненными жидкостью. Применение же пленочных испарителей с характеристиками, аналогичными представленным на рис. 6.21, позволяет в данных условиях создавать МВУ с требуемым числом ступеней испарения.

2. Пленочные испарители обеспечивают достаточно высокую интенсивность теплообмена при малых температурных напорах.

На основе методики, описанной в гл. 5, составлены математические модели МВУ с пленочными испарителями. Для получения информации о зависимостях коэффициентов теплоотдачи при испарении соленой воды в падающей пленке и полной температурной депрессии от определяющих факторов проведены необходимые теоретические и экспериментальные исследования [93, 199, 200].

Теоретические зависимости типа (3.57) позволяют получить информацию о качественном влиянии различных факторов на интенсивность теплообмена в пленочных испарителях. Однако между теоретическими и экспериментальными данными могут быть существенные количественные различия, поэтому для получения более достоверной информации проведены экспериментальные исследования на установках, описанных ранее. При этом использовались традиционные и новые методы планирования экспериментов (см. гл. 1). При планировании экспериментов ставилась задача определения зависимости α_2 от основных факторов — температурного напора ($t_c - \theta$) и плотности орошения — в виде

$$\alpha_2 = A (t_c - \theta)^m g^n \quad (6.60)$$

Для оценки допустимой погрешности эксперимента $\Delta \alpha_2$ определяют чувствительность \bar{C} при изменении α_2 :

$$\Delta \bar{C} = \frac{\partial \bar{C}}{\partial \alpha_2} \Delta \alpha_2 \quad (6.61)$$

где $\Delta \bar{C}$ — допустимая (заданная) погрешность оценки \bar{C} .

Расчеты проведены применительно к пленочной опреснительной МВУ [201] при следующих начальных условиях: $c_g^0=0,57$ руб./т; $c_f^0=100$ руб./м²; $\alpha_2^0=6500$ Вт/(м²·К). Результаты расчетов, представленные на рис. 6.26, показывают, что уменьшение $\Delta \alpha_2$ приводит к более существенному изменению расчетных затрат, чем увеличение $\Delta \alpha_2$. Например, при увеличении $\Delta \alpha_2$ на 30% изменение $\Delta \bar{C}$ составляет 5%, а при уменьшении $\Delta \alpha_2$ на 30% $\Delta \bar{C}$ увеличивается на 15%. Из рисунка видно, что результат оценки существенно зависит от стоимости поверхности нагрева аппаратов.

После определения допустимой погрешности оценки величины α_2 определяют минимальное число повторных опытов, обеспечивающих эту погреш-

ность, на основе соотношения $n = \sigma^2_{\alpha} / \sigma^2_{\bar{\alpha}}$, где σ^2_{α} и $\sigma^2_{\bar{\alpha}}$ — дисперсии единичного замера и среднего арифметического.

Стандарт среднего арифметического равен $\sigma_{\bar{\alpha}} = \Delta a_2 \sigma / A$, где A — доверительный интервал; σ — генеральный стандарт.

При доверительной вероятности $P = 0,95$ имеем: $A = \pm 2\sigma$; $\sigma_{\bar{\alpha}} = 0,5\Delta a_2$.

Если в рассматриваемом примере принять $\Delta \bar{C} = 5\%$, то на основе рис. 6.26 получим $\Delta a_2 = 30\%$. При этом $\sigma_{\bar{\alpha}} = 15\%$. Тогда $n = 30^2 : 15^2 = 4$. Следовательно,

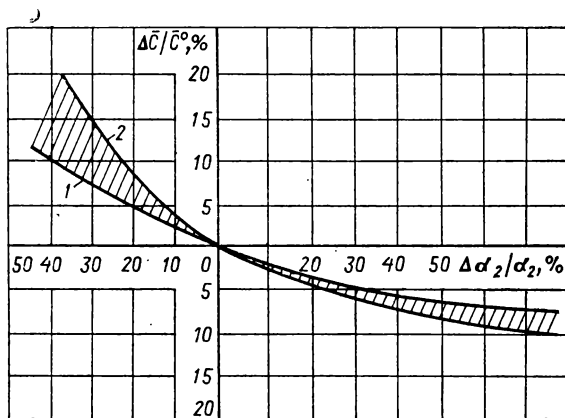


Рис. 6.26. Влияние относительного коэффициента теплоотдачи $\Delta a_2/a_2$ на изменение расчетных затрат $\Delta c/c$ при различной стоимости поверхности нагрева: 1 — 4 руб./м²; 2 — 100 руб./м².

требуемая точность определения a_2 обеспечивается при четырехкратном повторении опытов.

При экспериментах трудно поддерживать на необходимом уровне температуру поверхности нагрева t_c , поэтому в качестве варьируемого фактора принята температура пара в греющей камере t_n . На основе анализа имеющейся информации определены следующие интервалы варьирования факторов: $t_n = 102—115$ °C; $\theta = 80—100$ °C; $g = 0,7—2,8$ кг/(м·с).

Для оценки величин A , m и n в соотношении (6.60) использован полный трехфакторный эксперимент на двух уровнях. Число необходимых опытов при их одноразовом проведении равно $N = 2^3 = 8$. Матрица планирования приведена в табл. 10. Результаты экспериментов описаны в гл. 3.

На основе полученных экспериментальных данных И. Н. Костанжи на ЭВМ «Раздан-2» рассчитал величины A , m и n в уравнении (6.60):

$$\alpha_2 = 13\,500 \Delta t^{-0,63} g^{0,22} \quad (6.62)$$

Характерной особенностью пленочных испарителей является их высокая эффективность при малых температурных напорах (порядка 1,5—3,0 град). В этих условиях существенное снижение полезных температурных напоров происходит из-за суммарной температурной депрессии

$$\sum \Delta = \Delta' + \Delta'' + \Delta_{тр} \quad (6.63)$$

где Δ' — физико-химическая депрессия; $\Delta_{тр}$ и Δ'' — гидродинамические депрессии вследствие потерь давления при трении вторичного пара о поверхность пленки и в паропроводах, соединяющих смежные аппараты. Важное значение имеет получение зависимости суммарной температурной депрессии от опре-

деляющих ее факторов. Величина Δ' определяется по известным методикам [6, 32], а $\Delta_{\text{тр}}$ — по формуле (3.56). Гидродинамическая депрессия равна

$$\Delta'' = \theta_i - t_{\text{п}, i+1} \quad (6.64)$$

Температура пара $t_{\text{п}, i+1}$ определяется его давлением:

$$t_{\text{п}, i+1} = f(p_{\text{п}, i+1}) \quad (6.65)$$

Давление $p_{\text{п}, i+1}$ равно:

$$p_{\text{п}, i+1} = p_{\text{п}, i} - \Delta p_{\text{т}} \quad (6.66)$$

где $p_{\text{п}, i}$ — давление пара на входе в паропровод. Потери давления на трение и местные сопротивления в трубопроводе определяются соотношением

$$\Delta p_{\text{т}} = \frac{8 \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_{\text{м}} \right) \omega^2}{\pi^2 d^4 \rho''} \quad (6.67)$$

Рассматривая совместно (6.63) — (6.67), получим:

$$\Delta_{\text{т}} = \theta_i - \psi \left[f(\theta_i) - \frac{8 \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_{\text{м}} \right) \omega^2}{\pi^2 d^4 \rho''} \right] \quad (6.68)$$

На рис. 6.27 приведены зависимости $\Delta_{\text{т}}$ от скорости в паропроводе при различных L/d , рассчитанные по соотношению (6.68). Из графиков видно, что величины $\Delta_{\text{т}}$ соизмеримы с располагаемыми температурными напорами плечных испарителей.

ТАБЛИЦА 10

Условия и матрицы планирования трехфакторного эксперимента

Условия планирования	Факторы			№ опыта	Кодовое значение		
	$t_{\text{п}}, ^\circ\text{C}$	$\theta, ^\circ\text{C}$	$\frac{g}{m \cdot c}$		z_1	z_2	z_3
Центр плана	108,5	90	1,75	1	-1	-1	-1
Интервал варьирования	6,5	10	1,05	2	-1	+1	+1
Верхний уровень	115	100	2,8	3	-1	+1	-1
				4	-1	-1	+1
				5	+1	-1	-1
				6	+1	-1	+1
Нижний уровень	102	80	0,7	7	+1	+1	-1
				8	+1	+1	+1

На основе уравнения (6.68) получено [202] соотношение, позволяющее определить диаметр трубопровода, при котором $\Delta_{\text{т}}$ существенно меньше температурного напора аппарата ($\Delta_{\text{т}} \ll m\Delta t_i$; $m \ll 1$):

$$\theta_i - \psi \left[f(\theta_i) - \frac{8 \left(\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_{\text{м}} \right) \omega^2}{\pi^2 d^4 \rho''} \right] \leq m\Delta t_i \quad (6.69)$$

Для различных m на основе уравнения (6.69) построена номограмма, по которой определяют диаметр паропровода, обеспечивающий минимум температурных потерь в зависимости от температурного напора в аппарате и расхода пара [202].

На основе математических моделей рассмотренных утилизационных МВУ с пленочными испарителями оценено влияние различных факторов на эффективность этих установок. На себестоимость дистиллята наиболее существенно влияет температура газов. Число ступеней n не оказывает заметного влияния на себестоимость дистиллята и поэтому должно выбираться из условий обеспечения требуемой производительности. Для утилизационных уста-

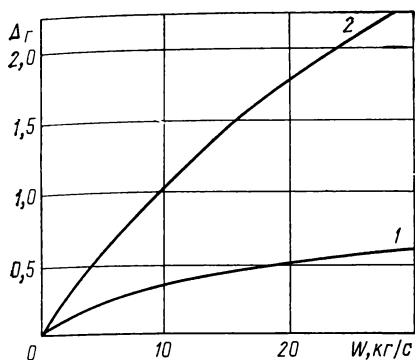


Рис. 6.27. Зависимость гидродинамической депрессии Δ_r от расхода пара в паропроводе W при $L/d=11$ (I) и $L/d=18$ (2).

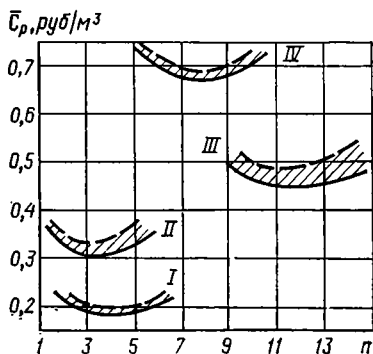


Рис. 6.28. Области оптимальных значений чисел ступеней испарения n при различных стоимостных показателях:

I — $c_q=0,12$ руб./ГДж; $c_f=40$ руб./м²; II — 0,12 и 100; III — 0,95 и 40; IV — 0,95 и 100; пунктир — $c_3=0,04$ руб./(кВт·ч); сплошная линия — $c_3=0,01$ руб./(кВт·ч).

новок оптимальное число ступеней составляет 2—4, в то время как для установок, использующих первичные энергоресурсы, оно равно 10—12.

Технико-экономические показатели пленочных МВУ зависят от располагаемого температурного напора, числа ступеней испарения, плотностей орошения и других факторов. Например, при увеличении плотности орошения в соответствии с зависимостью (6.60) повышается интенсивность теплообмена и соответственно уменьшаются поверхность теплообмена и габариты аппаратов. При этом уменьшаются также отложения на поверхностях теплообмена. Однако расход электроэнергии и капиталовложения в циркуляционные насосы увеличиваются. Для рассматриваемых в приведенных выше примерах условий оптимальная плотность орошения составляет 2,3—2,5 кг/(м·с).

Оптимальные параметры пленочных МВУ зависят от стоимостей поверхности нагрева (c_f), тепла (c_q) и электроэнергии (c_3). Изменение стоимостных показателей приводит к смещению области оптимальных параметров, обеспечивающих минимум удельных затрат. Например, на рис. 6.28 приведены рассчитанные Ю. И. Калишевичем графики, характеризующие зависимость удельных затрат на опреснение в пленочной МВУ от числа ступеней испарения n . Из рисунка видно, что область оптимальных n смещается от 2 до 14 ступеней. При этом наибольшее влияние оказывают c_q и c_f , наименьшее — c_3 . В пленочных опреснительных установках удельные расчетные затраты могут составлять 0,25—0,3 руб./м³ при минимальных стоимостях тепла и поверхности теплообмена, и 0,7—0,9 руб./м³ — при максимальных. Интересны результаты оценки чувствительности удельных расчетных затрат к различным факторам. Если требуемая погрешность оценки расчетных затрат составляет 5%, то допустимы следующие пределы изменения стоимостных показателей: тепла — на 20%, поверхности теплообмена — на 40%, электроэнергии — на 20%; при этом коэффициент теплопередачи в аппарате может определяться с погрешностью 25%.

Выпарные установки мгновенного испарения

Для концентрирования растворов могут использоваться установки адиабатного испарения, или, как их еще называют, установки мгновенного испарения — УМИ. В этих установках концентрирование раствора осуществляется путем испарения перегретой жидкости, подаваемой в камеру, давление в которой ниже давления насыщения, соответствующего температуре поступающей в камеру жидкости. Название «мгновенное испарение» неточно характеризует процесс в этих установках, так как испарение перегретой жидкости протекает быстро, но с конечной скоростью.

7.1. ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВОК МГНОВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Схема одноступенчатой УМИ представлена на рис. 7.1, а. Исходная жидкость насосом 1 прокачивается через конденсатор-регенератор 2, где предварительно нагревается образующимися при испарении парами. Далее раствор подается в головной подогреватель 3, из которого направляется в камеру испарения 4. Образующийся в камере пар проходит через сепаратор 8 и направляется в конденсатор 2. Из камеры испарения раствор подается частично на рециркуляцию, а частично — на последующую стадию технологического процесса. Дистиллят, стекающий в поддон 6, насосом 7 направляется потребителю.

Схема многоступенчатой УМИ дана на рис. 7.1, б. Раствор подогревается последовательно в конденсаторах, затем поступает в головной подогреватель, откуда перетекает из камеры в камеру, испаряясь.

УМИ могут быть прямоточными (без рециркуляции) и рециркуляционными (рис. 7.1). В прямоточных УМИ степень концентрирования раствора невысока и определяется соотношением

$$\omega = \frac{b_k}{b_0} = \frac{1}{1 - \frac{c^0 \Delta t}{r}}$$

При температурном напоре $\Delta t = 80\text{K}$ величина ω не превышает 1,2.

В установках мгновенного испарения процесс вскипания перегретой жидкости осуществляется в камерах испарения. В конденсаторах и головном подогревателе производится нагрев жид-

кости без испарения. Вследствие этого накипеобразование уменьшается, однако не исчезает полностью. Для снижения накипеобразования в УМИ используются методы, указанные в гл. 11. Широко используется также метод кислотной обработки воды.

Камеры адиабатного испарения наиболее простой конструкции представляют собой вертикальные или горизонтальные цилиндры. Конденсаторами служат парожидкостные теплообменники. Раствор перетекает из камеры в камеру через гидрозатворы или дросселирующие устройства. Дистиллят же из теплообменника в теплообменник перетекает под действием разности давлений. Установки такого типа громоздки и металлоемки, несмотря на простоту конструкции. Широкое распространение при создании УМИ получили компактные коробчатые конструкции.

В УМИ используются перепускные устройства различных типов (рис. 7.2). Они могут представлять собой как непосредственно устройство ввода (рис. 7.2, а) — прямоугольное или круглое придонное отверстие, цилиндрические, конические и другие насадки, так и канал, образованный стенками камеры с вертикальными или наклонными перегородками (рис. 7.2, б, в, е) и отбойными козырьками (рис. 7.2, в—д). Подача жидкости в камеру испарения может осуществляться также через подводящие грубы (рис. 7.2, з—м), снабженные дросселирующими (рис. 7.2, з—и) или распределительными (рис. 7.2, к) устройствами.

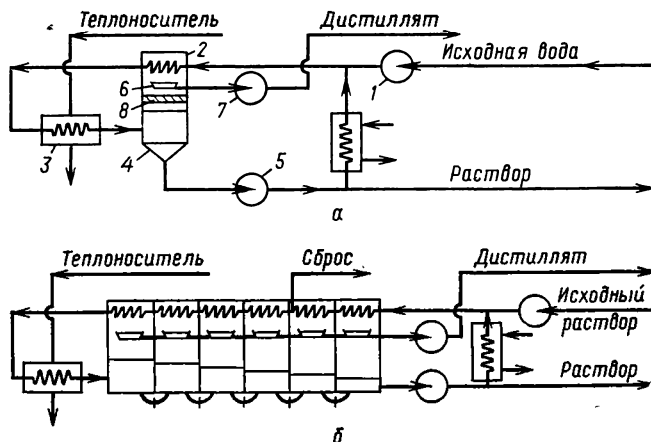


Рис. 7.1. Схемы УМИ:

а — одноступенчатая; б — многоступенчатая.

Применяемые в камерах перегородки формируют ток жидкости и удлиняют ее путь в камере, а также турбулизуют ее, что улучшает прокипание жидкости. Однако применение перегородок увеличивает гидравлическое сопротивление, повышает уровень жидкости, способствует возникновению застойных зон в камерах.

Наличие в камерах перегородок типа δ — δ позволяет в высокотемпературных ступенях УМИ реализовать безбарботажный режим вскипания, при котором улучшается прокипание жидкости и допустимо большее напряжение объема камеры по пару, чем в барботажном режиме (рис. 7.2, a , b , e — u), без существенного снижения качества дистиллята. В камерах типа δ — δ сред-

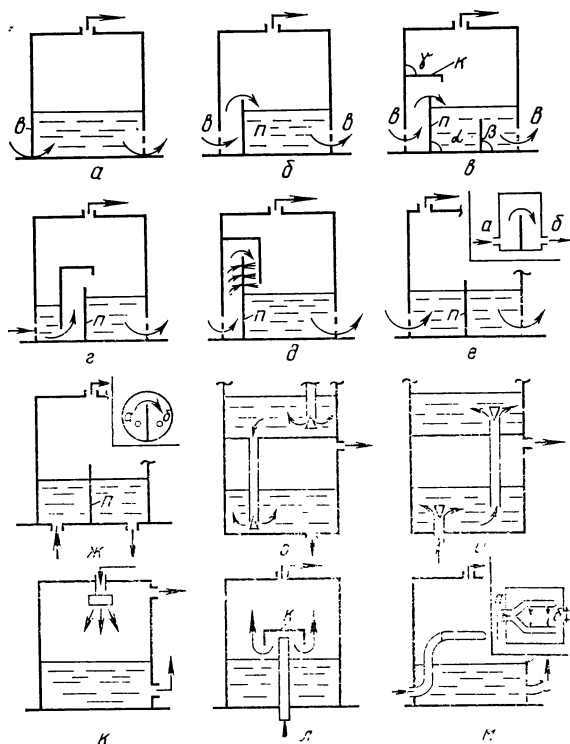


Рис. 7.2. Перепускные устройства камер адиабатного испарения:

δ —устройство ввода жидкости; π —перегородка; κ —отбойный козырек; α , β , γ —углы наклона перегородок и отбойного козырька.

не- и низкотемпературных ступеней испарения УМИ при малых перепадах давлений между ступенями наблюдается барботажный режим вскипания. Для создания безбарботажного режима применяют конструкции переточных устройств типа κ , $л$. Конструкции типа $л$ с отбойным козырьком (предложенные Г. Я. Лукиным), обеспечивающим инерционную сепарацию капель жидкости от пара, находят применение в УМИ небольшой производительности с малым числом ступеней испарения (например, в судовых опреснителях). Здесь велики гидравлические потери при истечении жидкости. Для УМИ большой производительности (более 300 т/ч) необходимы значительные площади переточ-

ных устройств (более 1 м²), что затрудняет конструктивное исполнение последних.

Применение конструкций типа *з* целесообразно для вертикальных УМИ с перетоком из вышележащих камер в нижележащие, а конструкций типа *и* — с перетоком из нижних в верхние. При этом в камерах могут быть использованы перегородки типа *е*, *ж* для формирования тока жидкости.

Для интенсификации процесса вскипания и увеличения степени прокипания жидкости, а также для уменьшения уноса капель (при определенных режимных параметрах) могут быть применены камеры испарения *д* и *м*, в которых соответственно реализуются режимы со взаимно перпендикулярными и встречными струями.

Температура раствора на выходе ступени испарения обычно выше той, которую он должен иметь при соответствующих давлении и концентрации. Причины этого явления, называемого непрокипанием перегретой жидкости, недостаточно ясны. Вследствие этого явления полезный напор УМИ используется неполностью и существенно снижается энергетическая эффективность установки. Особенно существенно это снижение в УМИ, работающих при повышенных концентрациях. Степень прокипания оценивают по показателю β_i [203]:

$$\beta_i = \frac{\theta_i - \theta_{i+1}}{\theta_i - t_i - \Delta_i'} \quad (7.1)$$

где θ_i , t_i — температура соответственно раствора на входе в ступень и пара; Δ_i' — физико-химическая депрессия. Условия парообразования в высокотемпературных (80—130 °С) и низкотемпературных (35—80 °С) ступенях испарения различны. В первом случае при $\Delta t_{ст} = 2—3$ град перепад давлений между ступенями составляет 5—15 кПа, и переток жидкости обеспечивается с помощью гидрозатвора со свободным истечением в паровое пространство (см. рис. 7.2, *а*). При этом непрокипание невелико. Во втором случае перепад давлений мал (0,5—5 кПа), поэтому трудно обеспечить свободное истечение жидкости из ступени в ступень. В этом случае обычно осуществляется течение жидкости с небольшим дросселированием (см. рис. 7.2, *б*, *в*, *г*). При этом из-за гидростатического давления перегретая жидкость в нижних слоях не испаряется.

На рис. 7.3 приведены результаты визуальных наблюдений за процессом в камере и данные изменения температуры жидкости, полученные В. В. Савченко. По распределению температуры в испарительной камере видно, что входящий поток по мере движения к выходу охлаждается до температуры, близкой к равновесной, однако на выходе из ступени жидкость остается существенно перегретой.

Для случая вскипания перегретой жидкости при свободном истечении на основе анализа упрощенной физической модели и

экспериментальных исследований получена формула [204] для оценки степени прокипания β по длине свободной струи. Для второго случая предложено уравнение [205], связывающее степень прокипания β с длиной канала L :

$$\beta = 1 - e^{nL} \quad (7.1a)$$

В соотношении (7.1a) значение n определяется на основе обработки результатов экспериментов, а в работе [206] — теоре-

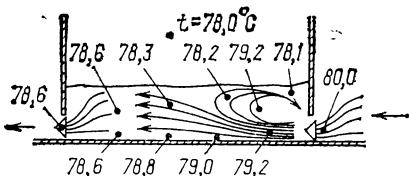


Рис. 7.3. Характер течения и распределения температур жидкости в испарительной камере.

тически. Соотношение (7.1a) не учитывает зависимости степени прокипания от интенсивности переноса тепла теплопроводностью и конвекцией в жидкости.

В частности, при расчете низкотемпературных ступеней по этой формуле не учитывается перенос тепла между нижними, перегретыми слоями и верхними, охлаждаемыми в результате испарения; соответственно не учитывается существенная зависимость от уровня жидкости в камерах испарения. Анализ показывает, что увеличение уровней в 30-ступенчатой УМИ на 0,5 м соответствует повышению удельного расхода тепла приблизительно на 8—10%.

Снижение уровней в камерах испарения способствует уменьшению габаритов установки, уносу капель жидкости паром и соответственно повышению качества дистиллята. Увеличение габаритов установок при повышении уровней жидкости обусловлено необходимостью поддержания заданных высот паросепарационных пространств для получения дистиллята высокого качества. Увеличение уровня при заданных габаритах камер, как правило, приводит к снижению качества дистиллята. В связи с этим важное значение имеет поддержание достаточно низких уровней в УМИ.

Результаты экспериментальных исследований температурных потерь в адиабатных испарителях изложены также в работах [207, 208].

Степень прокипания β связана с потерями температуры в ступени (температурной депрессией $\Delta t_{\text{нт}}$ вследствие непрокипания) простым соотношением:

$$\Delta t_{\text{нт}} = \frac{1 - \beta}{\beta} \Delta t_{\text{ст}} \quad (7.2)$$

где $\Delta t_{\text{ст}}$ — перепад температур в ступени испарения ($\Delta t_{\text{ст}} = \theta_i - \theta_{i+1}$).

7.2. ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ УСТАНОВОК МГНОВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Схемы УМИ весьма разнообразны. Их можно классифицировать по следующим признакам. По числу ступеней испарения они делятся на одноступенчатые и многоступенчатые; по числу контуров циркуляции — на одноконтурные и многоконтурные; по числу каскадов испарения — на однокаскадные и многокаскадные; по типу головного подогревателя — с поверхностным подогревателем и с контактным.

Удельный расход пара на испарение в одноступенчатой УМИ приближенно равен

$$d = \frac{D}{\sum W} = \frac{r_{ст}}{r} \left(\frac{1}{n} + \frac{\sum \Delta + \Delta t_n}{\theta_{вх} - \theta_n} \right) \quad (7.3)$$

где $r_{ст}$, r — теплоты испарения пара соответственно в ступени и в головном подогревателе;

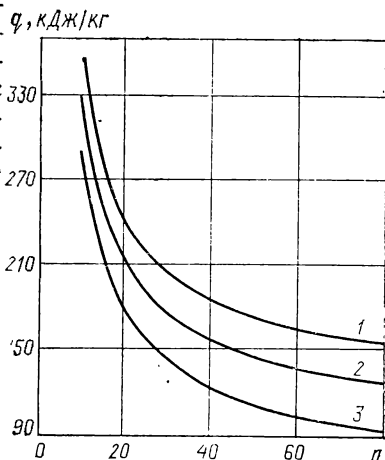
$$\sum \Delta = \Delta' + \Delta'' + \Delta_{нп} \quad (7.4)$$

Δt_n — недогрев жидкости в конденсаторе ($\Delta t_n = t_i - \theta_i$); $\theta_{вх}$, θ_n — температуры раствора на выходе головного подогревателя и в камере испарения.

Из соотношения (7.3) видно, что величина d для одноступенчатой УМИ приблизительно составляет 1 кг/кг. Для снижения расхода тепла (пара) на испарение используют многоступенчатые УМИ [2, 56]. В этих установках удельный расход пара с повышением числа ступеней n существенно уменьшается и в пределе приблизительно соответствует удельному расходу пара в многоступенчатых выпарных установках. На рис. 7.4 представлены за-

Рис. 7.4. Зависимость удельного расхода тепла в УМИ q от числа ступеней испарения n при $\theta_{вх} - \theta_n = 70$ град:

1 — $\sum \Delta = 1$ град, $\Delta t_n = 1$ град; 2 — 1 и 2; 3 — 2 и 2.



висимости удельного расхода тепла в УМИ от числа ступеней при различных недогревах. Из графиков видно, что при $\Delta t_n = 1$ град. и $n > 60$ ступеней в УМИ можно обеспечить удельный расход тепла на выпаривание на уровне 60—80 кДж/кг испаренной воды.

В установках адиабатного испарения по мере движения раствора в трубах конденсаторов и головного подогревателя температура его растет. Если раствор содержит компоненты с отрицательной растворимостью (например сульфат кальция), то с ростом температуры растворимость соли существенно уменьшается, и она может кристаллизоваться, особенно при работе УМИ в

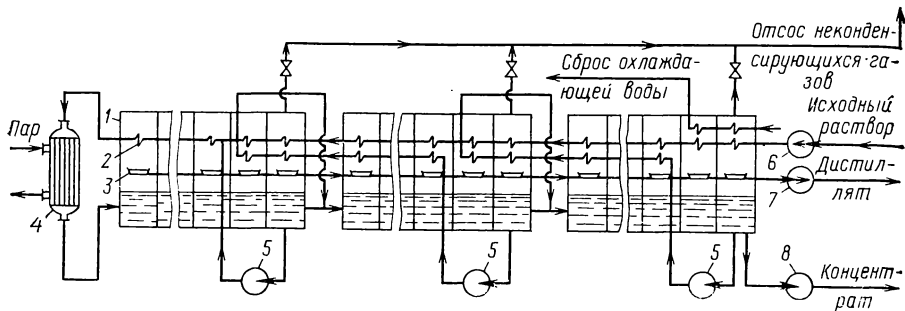


Рис. 7.5. Многоконтурная установка мгновенного испарения: 1 — ступень испарения 2 — конденсатор; 3 — поддон для сбора дистиллята; 4 — головной подогреватель; 5—8 — насосы для перекачивания рециркулирующего раствора, исходного, дистиллята и концентрированного раствора.

режимах предельного концентрирования. При этом в одноконтурных и двухконтурных установках зачастую не удается предотвратить отложения на поверхностях нагрева. С ростом температуры подогрева раствора степень концентрирования в УМИ уменьшается; ее можно существенно повысить при использовании специальных многоконтурных схем. На рис. 7.5 представлена схема современной многоконтурной УМИ, в каждом контуре которой устанавливается определенная концентрация. В контурах, работающих при высоких температурах, концентрация меньше, чем в тех, что работают при низких температурах. При этом создаются условия для существенного повышения степени концентрирования растворов.

Для многоконтурной УМИ удельный расход тепла q и суммарная удельная поверхность нагрева f при равных температурных напорах по ступеням определяются по соотношениям, полученным автором совместно с Б. Л. Пастушенко. Для уменьшения необходимого числа контуров рециркуляции и повышения степеней концентрирования в контурах величины ω_i устанавливают максимальными для данных температур θ_i горячего раствора, поступающего в i -й контур. При этом ω_i и θ_i связаны уравнением $\omega_i = f(\theta_i)$, определяемым по данным о насыщении растворов наименее растворимыми в них компонентами [209—212].

Величины ω_i и θ_i , степень концентрирования в УМИ ω_k , число контуров m связаны между собой системой нелинейных уравнений материальных и энергетических балансов и уравнениями $\omega_i = f(\theta_i)$. Решение этой системы относительно ω_i , θ_i ,

ω_k и m итерационными методами обеспечивает определение параметров УМИ, необходимых для оценки соответствующих удельных показателей многоконтурной установки.

На рис. 7.6 приведены зависимости степени концентрирования раствора в УМИ ω при различных $\theta_{вх}$, рассчитанные для подкисленной воды Черного моря по данным о состоянии насыщения раствора сульфата кальция [209]. Расчеты (выполнены Б. Л. Пастушенко) проводились при следующих исходных данных: $\theta_0 = 20^\circ\text{C}$, $\Delta n_{п} = 2^\circ\text{C}$, $\beta = 0,9$, $d_b = 0,034$ м, $d_n = 0,038$ м, $c_a = 1,2$ руб/ГДж, $c_s = 0,01$ руб/(кВт·ч), $k_f = 50$ руб/м², температурный напор на горячем конце головного подогревателя $\Delta t_{г.п} = 10^\circ\text{C}$. Величины F рассчитаны при условии линейного уменьшения коэффициентов теплопередачи в конденсаторах по ступеням УМИ от 4000 Вт/(м²·К) в первых ступенях до 2000 Вт/(м²·К) — в последних.

Из графиков видно, что увеличение числа контуров приводит к росту ω , темп которого с увеличением m снижается. Так, при $\theta_{вх} < 140^\circ\text{C}$ применение четырехконтурных УМИ вместо трехконтурных (для данного ти-

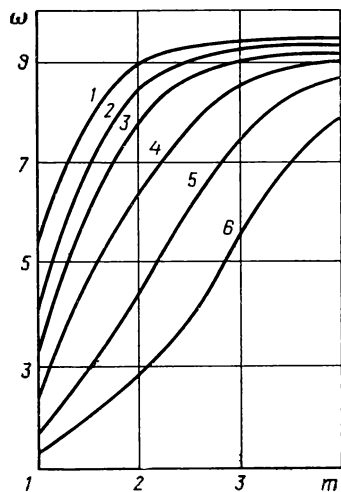


Рис. 7.6. Зависимость степени концентрирования от числа контуров рециркуляции при различных значениях $\theta_{вх}$, $^\circ\text{C}$:

1 — 80; 2 — 100; 3 — 120; 4 — 140; 5 — 160; 6 — 170.

па соленой воды) не обеспечивает существенного увеличения ω ; возрастание $\theta_{вх}$ приводит к уменьшению ω .

На рис. 7.7 и 7.8 приведены зависимости удельных показателей многоконтурных УМИ от степени концентрирования ω , числа ступеней испарения n и числа контуров рециркуляции m . Графики на рис. 7.7 построены для двухконтурной УМИ, на рис. 7.8 — при степени концентрирования $\omega = 15$. Пунктирные линии на рис. 7.7 ограничивают максимальные значения ω , соответствующие минимальным значениям $\theta_{вх}$.

Из графиков на рис. 7.7 видно, что с увеличением ω существенно возрастают значения q , f , e и \bar{C} . Так, для двухконтурной УМИ увеличение ω от 2 до 5 (при $n=30$) сопровождается возрастанием q на 9,2%, f — на 10,7%, e — на 1% и \bar{C} — на 9,6%. В многоконтурных УМИ удельные показатели зависят от степени концентрирования гораздо меньше, чем в одноконтурных: возрастание начинается лишь при приближении ω к максимальному для данного типа значениям. Это определяет снижение удельных показателей и соответственно повышение эффективности УМИ при увеличении числа контуров, что особенно ощутимо при больших ω (см. рис. 7.8). Например, при $\omega = 5$ и $n = 30$ значение q для трехконтурной УМИ на 34,6% ниже, чем для одноконтурной.

Увеличение числа ступеней испарения позволяет существенно снизить удельный расход тепла вследствие улучшения регенерации, однако при этом возрастают удельная поверхность нагрева и удельный расход электроэнергии на перекачивание раствора. Например, для двухконтурной УМИ при $\omega = 8$ увеличение n от 10 до 30 позволит снизить q на 50%. При этом f возрастает на 36,7%, e — на 43,3% (при числе ходов трубного пучка $\chi = 2$). Эти противоречивые тенденции определяют наличие оптимума функции \bar{C} по переменной n . Число χ конденсаторов ступеней испарения и головного подогревателя существенно влияет на потери давления в тракте рециркуляции раствора и соответственно на удельный расход электроэнергии. Так, для двухконтур-

турной УМИ и $n=30$ при $\chi=4$ значение e в 1,46 раза больше, чем при $\chi=1$.

Анализ показывает, что при заданной температуре теплоносителя и соответственно $\theta_{вх}$ на выходе из головного подогревателя рост степени концентрирования приводит к росту необходимого числа контуров рециркуляции m . Увеличение температуры теплоносителя при заданной степени концентрирования

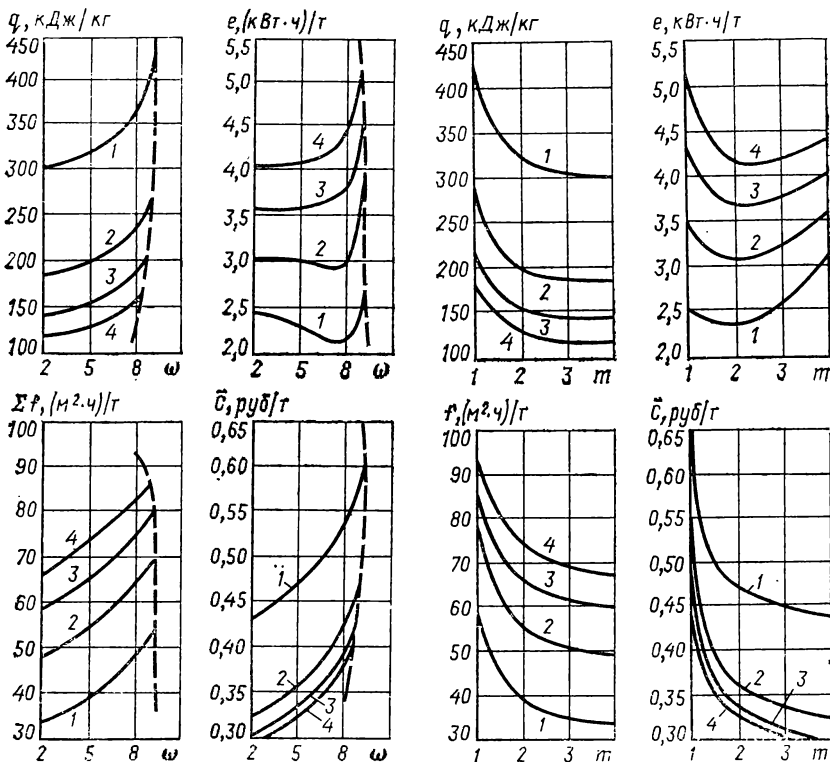


Рис. 7.7. Зависимость удельных показателей УМИ от степени концентрирования ω при различных значениях числа ступеней испарения n :

1 — 10; 2 — 20; 3 — 30; 4 — 40.

Рис. 7.8. Зависимость удельных показателей УМИ от числа контуров рециркуляции m при различных значениях числа ступеней испарения n :

1 — 10; 2 — 20; 3 — 30; 4 — 40.

ния также приводит к возрастанию m . Рост величины ω_* при заданной температуре теплоносителя и фиксированном m приводит к росту удельного расхода тепла q и удельной поверхности нагрева f . Повышение температуры нагрева $\theta_{вх}$ приводит к снижению q и увеличению f . Увеличение числа контуров рециркуляции при заданной степени концентрирования также приводит к снижению q , однако при этом f возрастает.

Степень концентрирования растворов можно повысить также в УМИ, выполненных по так называемым каскадным схемам [2]. В этих установках при использовании в головном подогревателе вторичных энергоресурсов (уходящие газы, жидкости) эффективность утилизации существенно повышается. Это объ-

ясняется следующими причинами. В адиабатных установках эффективность использования вторичных энергоресурсов (отходящих газов и жидкостей) мала, так как теплоноситель в головном подогревателе невозможно охладить ниже температуры регенеративного подогрева раствора в конденсаторах. При заданном расходе теплоносителя удельная производительность по пресной воде такой установки определяется по формуле

$$\frac{\sum W}{G} = \psi \frac{c}{r_{ст}} \cdot \frac{\theta_{вх} - \theta_n}{\theta_{вх} - \vartheta_1} (t_r - \vartheta_0 - \Delta t_x) \quad (7.5)$$

где c , G — теплоемкость и расход газа (жидкости); $r_{ст}$ — средняя теплота парообразования в ступенях испарения; $\theta_{вх}$, ϑ_1 , θ_n — температуры раствора соответственно перед испарением, на входе в головной подогреватель, а также пара в последней ступени; t_r , ϑ_0 — температуры теплоносителя и исходного раствора; Δt_x — температурный перепад на «холодном» конце головного подогревателя; ψ — коэффициент использования энергии теплоносителя:

$$\psi = \frac{t_r - \vartheta_1 - \Delta t_x}{t_r - \vartheta_0 - \Delta t_x} \quad (7.6)$$

Из формул (7.5) и (7.6) видно, что величина $\sum W/G$ при прочих заданных параметрах определяется температурой ϑ_1 .

Для УМИ, изображенного на рис. 7.1, б, температура ϑ_1 равна

$$\vartheta_1 = \theta_{вх} - \frac{\theta_{вх} - \theta_n}{n} - \Delta t_n \quad (7.7)$$

Подставляя (7.7) в (7.5), получим

$$\frac{\sum W}{G} = \psi \frac{c}{r} \cdot \frac{(t_r - \vartheta_0 - \Delta t_x)(\theta_{вх} - \theta_n)}{(\theta_{вх} - \theta_n)/n + \Delta t_n} \quad (7.8)$$

При $t_r = 200^\circ\text{C}$, $\vartheta_0 = 20^\circ\text{C}$, $\Delta t_x = 15^\circ\text{C}$; $\theta_{вх} = 100^\circ\text{C}$, $\theta_n = 45^\circ\text{C}$, $n = 10$ и $\Delta t_n = 2^\circ\text{C}$ величина $\sum W/G = 0,304$ и $\psi = 0,56$.

Из соотношений (7.5) и (7.8) видно, что одним из путей увеличения отношения $\sum W/G$ является повышение коэффициента использования энергии ψ , который при заданной температуре теплоносителя зависит от ϑ_1 . В УМИ, представленной на рис. 7.1, б, температура ϑ_1 определяется величиной ϑ_0 и числом ступеней n , поэтому увеличение параметра ψ ограничено. Снижение же ϑ_1 за счет уменьшения числа ступеней n приводит к снижению степени регенерации тепла.

Для повышения ψ в головной подогреватель следует подавать раствор при температуре, близкой к температуре исходной воды ϑ_0 . Раствор, нагретый в конденсаторах УМИ, можно подавать на испарение в следующий каскад, реализовав установку, в которой коэффициент ψ близок к единице, а количество испаренной воды на единицу энергоносителя выше, чем УМИ, выполненным по известным схемам.

Схемы каскадных установок показаны на рис. 7.9. При параметрах, приведенных выше, удельная производительность их $\sum W/G = 0,380$, что в 1,25 раза больше, чем для УМИ на рис. 7.1.

Однако наличие каскадов вызывает дополнительные необратимые термодинамические потери.

С целью анализа эффективности каскадных УМИ выполнен расчет удельных показателей этих установок (Б. Л. Пастушенко) для случая концентрирования предварительно подкисленной воды Черного моря с учетом данных о ее предельном насыще-

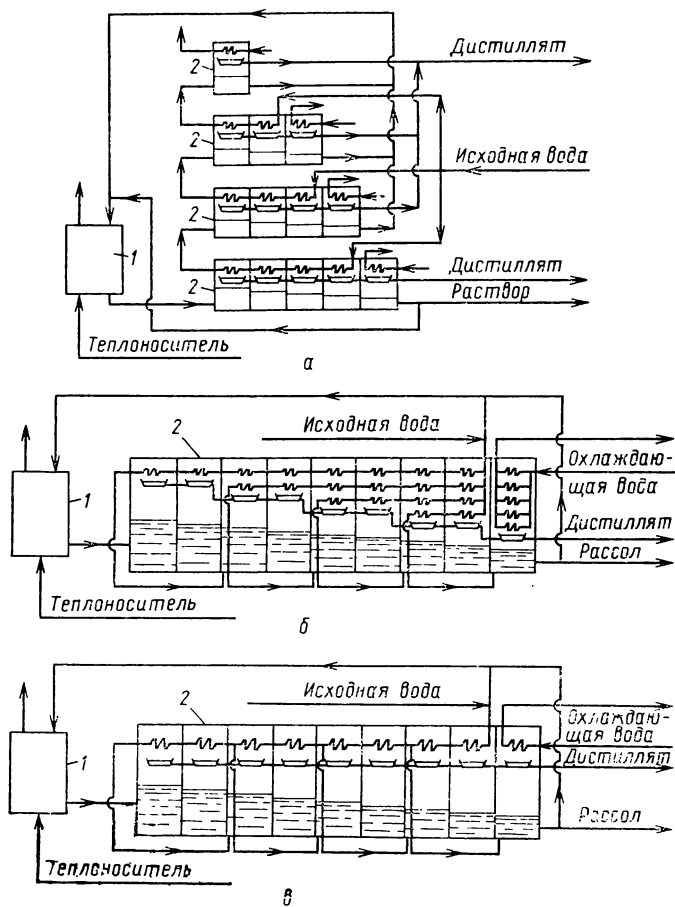


Рис. 7.9. Схемы каскадных установок мгновенного испарения:

а — каждый каскад выполнен в отдельном корпусе; *б* — камеры испарения ступеней различных каскадов совмещены в одном корпусе; *в* — конденсаторы и камеры испарения ступеней различных каскадов совмещены в одном корпусе; 1 — головной подогреватель; 2 — каскады.

нии наименее растворимым компонентом — сульфатом кальция и при условии равенства степеней концентрирования во втором (ω_2) и последующих каскадах (исходные данные приведены на с. 207).

Удельные показатели, число каскадов m и общая степень концентрирования Ω даны в зависимости от числа ступеней N

в первом каскаде и степени концентрации ω_2 . Величина ω_2 выбрана в качестве независимой переменной, так как раствор в первом каскаде нагревается в контактном теплообменнике и его нагрев не лимитируется условиями накипеобразования.

Из графиков на рис. 7.10, а видно, что увеличение ω_2 приводит к существенному возрастанию Ω . При этом существуют пре-

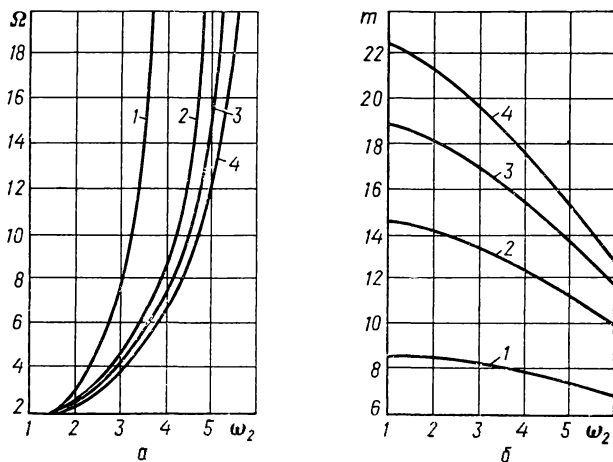


Рис. 7.10. Зависимость общей степени концентрации (а) и числа каскадов (б) в каскадной УМИ от степени концентрации во втором каскаде при различных n :

1 — 10; 2 — 20; 3 — 30; 4 — 40.

дельные значения ω_2 , при которых $\Omega \rightarrow \infty$. Это обусловлено тем, что при кратностях рециркуляции во втором и последующих каскадах, задаваемых указанными предельными значениями ω_2 и температурным режимом УМИ, в первом каскаде должна быть обеспечена такая кратность рециркуляции, чтобы для УМИ в целом (включая 1-й каскад) количество выпариваемой воды было равным количеству растворителя, содержащегося в исходном растворе (предельный режим работы УМИ).

При увеличении ω_2 происходит уменьшение числа каскадов (рис. 7.10, б), что связано с необходимостью снижения температур раствора θ_i на входе в соответствующие каскады ввиду опасности накипеобразования [209—212].

Графики на рис. 7.11 показывают, что увеличение ω_2 сопровождается существенным возрастанием q , f и e . Так, увеличение ω_2 от 2 до 5 (при $n=30$) сопровождается возрастанием q на 27%, f на 22% и e на 25%. Увеличение числа ступеней испарения в первом каскаде (n) и соответственно числа ступеней испарения в остальных каскадах (при тех же перепадах температур в ступени) позволяет существенно снизить удельный расход тепла вследствие улучшения регенерации. Однако при этом увеличиваются удельная поверхность нагрева и удельный расход электроэнергии. Эти противоречивые тенденции определяют

возможность существования оптимума приведенных расчетных затрат по переменной n .

Увеличение числа ходов трубного пучка конденсаторов существенно повышает гидравлическое сопротивление контуров рециркуляции раствора и соответственно величину e . Так, уве-

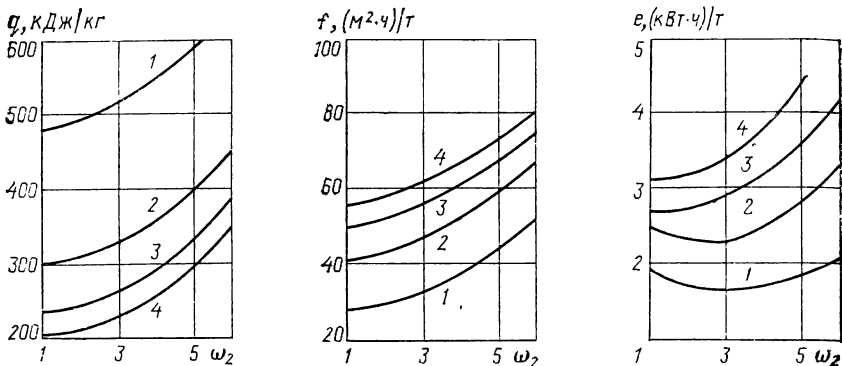


Рис. 7.11. Зависимость удельных показателей каскадной УМИ от степени концентрирования при различных n :

1 — 10; 2 — 20; 3 — 30; 4 — 40.

личение χ от 2 до 6 (при $n=30$ и $\omega_2=2$) обуславливает повышение e в 1,66 раза.

Одним из путей повышения экономичности УМИ является применение в качестве головных подогревателей контактных теплообменников: 1) вместо поверхностного в том же интервале температур; 2) для подогрева раствора до температуры, максимально допустимой по условиям накипеобразования, на величину $\Delta t = \Delta t_{\text{ст}} + \Delta t_{\text{н}}$ (где $\Delta t_{\text{ст}}$, $\Delta t_{\text{н}}$ — температурный напор и недогрев раствора в ступени испарения). Во втором варианте температура подогрева раствора в головном подогревателе увеличивается, что при заданной производительности по пресной воде снижает удельный расход тепла на испарение.

В контактных теплообменниках можно применять жидкий, газовый или сыпучий теплоноситель, а также водяной пар.

7.3. ПРОМЫШЛЕННЫЕ УСТАНОВКИ МГНОВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Наиболее широкое распространение в промышленности получили УМИ коробчатых конструкций. Обычно используются УМИ с вынесенными конденсаторами (рис. 7.12, а). Разрабатываются также установки, камеры испарения которых образуются с помощью перегородок в горизонтальном цилиндрическом корпусе (рис. 7.12, б) или в вертикальном корпусе (рис. 7.12, в). Фирмой «Друздал» (Англия) разработана установка, представляющая собой вертикальную колонну, дистиллят из которой удаляется без помощи насосов.

УМИ с горизонтальным цилиндрическим корпусом разрабатывалась для концентрирования шахтных вод [213]. Схема установки представлена на рис. 7.12. Организация потоков и рециркуляция раствора таковы, что в процессе выпаривания выделение солей кальция минимально; большим концентрациям соответствует меньшая температура выпаривания. Установка выполнена по трехконтурной схеме. В схеме предусмотрены кислотная обработка исходной

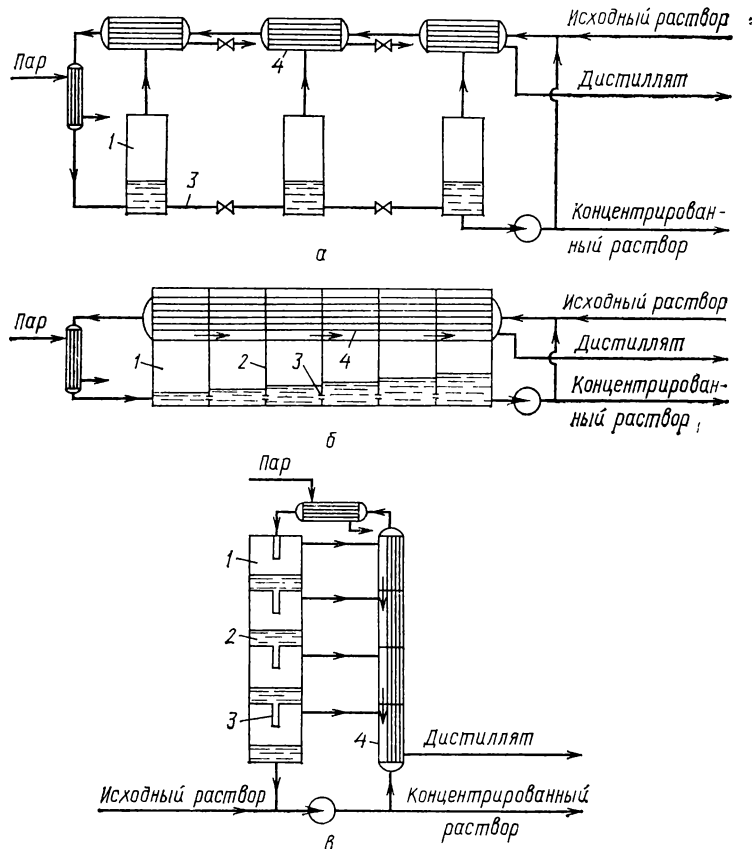


Рис. 7.12. УМИ с вынесенными конденсаторами (а), горизонтальная (б), вертикальная (в).

воды и введение затравочных кристаллов. Установка содержит 42 ступени и состоит из 8 горизонтальных цилиндрических корпусов, причем в шести корпусах смонтировано по 6 ступеней, а в двух — по 3. Поверхность нагрева ступени составляет 53 м². Подогрев раствора перед подачей на испарение производится в парожидкостном теплообменнике 1 ($F=200$ м²) и выпарном аппарате с вынесенной поверхностью нагрева ($F=240$ м²). Производительность по испаренной воде 90 т/ч; температура нагрева раствора 116 °С, температура в последней ступени 37,5 °С. Степень концентрирования $\omega=10$.

В работе [214] рассматривается схема и приводятся технико-экономические показатели эксплуатации пятиступенчатой УМИ, все ступени которой объединены в одном корпусе. Производительность установки составила 13,6 м³/ч при содержании солей в дистилляте не более 25 мг/л и общей жесткости 0,15 мэкв/л. По данным авторов, себестоимость дистиллята, получаемого на установке, составляет 0,66 руб./м³, а приведенные затраты —

0,88 руб./м³. При этом затраты на энергию составляют приблизительно 40%, а капитальные затраты 60% от общих затрат.

На шахте «Терновская» треста «Павлоградуголь» построена опытно-промышленная установка для концентрирования шахтной воды методом адиабатного испарения [215]. Установка представляет собой четырехступенчатый аппарат, изготовленный из углеродистой стали. Он состоит из прямоугольных испарительных камер (размер сечения 1000×1500 мм, высота 1450 мм) с встроенными в них конденсаторами. Ориентировочные габариты установки 5000×2570×1830 мм, масса без воды — около 7 т. Поверхности ступеней составляют: $F_1 = F_2 = 8,4 \text{ м}^2$; $F_3 = F_4 = 4,5 \text{ м}^2$; поверхность нагрева головного подогревателя 4,5 м². Для предотвращения карбонатной накипи производится обработка минерализованной воды серной кислотой, а для предотвращения сульфатной накипи ограничивается степень концентрирования минерализованной воды.

В 1973 году в г. Шевченко введена в промышленную эксплуатацию трехконтурная 34-ступенчатая УМИ производительностью 640 т/ч. Температура нагрева воды в головном подогревателе 102—103 °С, а в последней ступени 34—35 °С. Скорость движения воды в трубах теплообменников 1,9 м/с. Коэффициенты теплопередачи в Вт/(м²·К) равны: в головном подогревателе — 5000; в регенеративных подогревателях 1-го контура — 4500—5000; 2-го контура — 5000—4000, 3-го контура — 4000—3500; в охладителях 32—34-й ступеней — 3500—3000. Удельный расход тепла составил 307—348 кДж/кг вместо планируемых 267—287 вследствие проскоков пара в дистилляционном тракте первых шести ступеней и «непрокипания» в ступенях испарения. Скорость отложений карбонатной накипи на теплопередающих поверхностях 1-го контура (1—9 ступень и головной подогреватель) составила 0,5—1,0 мм/год; 2-го контура — 0,4—0,6 мм/год; в 3-м контуре накипь отсутствует. За три года эксплуатации, по данным авторов, не было ни одного случая коррозионных разрушений теплообменных труб из латуни, а также корпусов аппаратов из нержавеющей стали.

В 1974 г. в пос. Бекдаш пушена одноконтурная 42-ступенчатая УМИ, разработанная СВЕРДНИИхиммашем [216]. УМИ состоит из 14 корпусов коробчатой конструкции с горизонтальным разъемом. Каждый корпус разделен на три отсека (ступени) перегородками толщиной 3 мм из стали 12Х18Н10Т. В верхней части отсеков встроены горизонтальные пучки труб регенеративных подогревателей из латуни ЛАМШ 77-2-0,55. Корпус аппарата изготовлен из двухслойной стали толщиной 8 мм. Для предотвращения отложений накипи на греющих поверхностях аппаратов исходная вода обрабатывается раствором гексаметафосфата натрия (МРТУ 6-08-5—64). Продолжительность ввода установки в рабочий режим не превышает 8 ч.

Адиабатные испарительные установки производительностью 9500, 5670 и 4600 м³/сутки, запроектированные фирмой «Вестинггайз электрик корпорейшн», были пушены в эксплуатацию в Кувейт (1962 г.), на Виргинских островах (1965 г.). Содержание солей в получаемой пресной воде составляет до 5 мг/л, что позволяет использовать ее для питья и технических нужд. Фирмой «Аква-Кем» (США) выполнены проекты двух 36-ступенчатых установок производительностью по 190 000 м³/сут. Одна из них введена в строй в 1970 г. Установка состоит из четырех групп испарителей; ее размеры — длина 120 м, ширина 92 м, высота 5,5 м. В США разрабатывается проект опреснительной установки производительностью 570 000 м³/сут. Строительство УМИ производительностью 10⁶ м³/сут. предусматривается недалеко от г. Токно. На установке будут в производственных масштабах получать соли из рассола. Схема утилизации минеральных веществ включает электродиализную аппаратуру с ионообменными мембранами и ряд сепараторов для выделения NaCl, NaOH, K и других веществ.

Удельный расход тепла на производство 1 кг дистиллята составляет для современных УМИ 240—280 кДж/кг. Проектируются промышленные УМИ, в которых удельный расход тепла составит до 100 кДж/кг.

Степень концентрирования раствора в УМИ ограничена. Повышение ее интенсифицирует процесс отложения солей на поверхностях нагрева конденсаторов и головного подогревателя. Применение методов, предотвращающих отложения, не обеспечивает существенного повышения степени концентрирования в этих установках. Для уменьшения отложений и повышения степени концентрирования в УМИ предусматривают следующие мероприятия: повышение скорости движения раствора в трубах; замену головного подогревателя поверхностного типа контактными; применение многоконтурных схем.

С повышением скорости раствора в трубах отложения солей на поверхностях нагрева уменьшаются, теплопередача интенсифицируется, однако возрастает расход электроэнергии. Оптимальное значение скорости рассчитывают в процессе технико-экономической оптимизации установки.

7.4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА УСТАНОВОК МГНОВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Методы расчета адиабатных установок с поверхностными головными подогревателями описаны в работах [2, 56, 217—222]. Математические модели установки составляют на основе уравнений ее элементов (см. разделы 4.6 и 5.5).

Общая система уравнений для расчета УМИ. Уравнения 1-й степени испарения записываются в виде системы (7.9):

$$\begin{aligned}
 W_1 &= S_{\text{вх}} - S_1 \\
 S_{\text{вх}} b_{\text{вх}} &= S_1 b_1 \\
 S_{\text{вх}} c_{\text{вх}} \theta_{\text{вх}} &= (S_{\text{вх}} - W_1) c_1^m (\theta_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{ст}}) + W_1 r_1 + Q_{\text{пл}} + E_1 r_1 \\
 W_1 r_1 &= S_1' c_1^m (\vartheta_1 - \vartheta_2) \\
 \vartheta_{\text{д1}} &= \theta_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{ст}} - \Delta_1 \\
 \vartheta_1 &= \theta_{\text{вх}} - \Delta t_{\text{ст}} - \Delta_{\text{н}} - \Delta_1 \\
 r_1 &= F_1 K_1 \frac{\Delta t_{\text{ст}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{ст}} + \Delta_{\text{н}} + \Delta_1}{\Delta_{\text{н}} + \Delta_1}} \\
 K_1 &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{11}} \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} + \frac{d_{\text{вн}}}{d_{\text{н}}} \ln \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + R_{11} + R_{21} + \frac{1}{\alpha_{21}}}
 \end{aligned} \tag{7.9}$$

Величины α_1 и α_2 определяют по соотношениям, приведенным в гл. 3.

Уравнения 2-й степени испарения имеют вид:

$$\begin{aligned}
 W_2 &= S_1 - S_2 \\
 S_1 b_1 &= S_2 b_2 \\
 S_1 c_1 \theta_1 + W_1 c' \vartheta_{\text{д1}} &= (S_1 - W_2) c'' (\theta_1 - \Delta t_{\text{ст}}) + W_2 r_2 + \\
 &+ (W_1 + W_2) c' \vartheta_{\text{д2}} + Q_{\text{п2}} + E_2 r_2 \\
 W_2 r_2 &= S_2' c_2^m (\vartheta_2 - \vartheta_3)
 \end{aligned} \tag{7.10}$$

$$\begin{aligned} \vartheta_{g2} &= \theta_1 - \Delta t_{CT} - \Delta_2 \\ \vartheta_2 &= \theta_1 - \Delta t_{CT} - \Delta_H - \Delta_2 \\ K_2 &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{12}} \cdot \frac{d_{BH}}{d_H} + \frac{d_{BH}}{d_H} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + R_{12} + R_{22} + \frac{1}{\alpha_{22}}} \end{aligned}$$

Уравнения i -й ступени испарения:

$$W_i = S_{i-1} - S_i$$

$$S_{i-1} b_{i-1} = S_i b_i$$

$$\begin{aligned} S_{i-1} c_{i-1} \vartheta_{i-1} + c' \sum_{i=1}^{i-1} W_i \vartheta_{g(i-1)} &= (S_{i-1} - W_i) c_i''' (\theta_{i-1} - \Delta t_{CT}) + \\ &+ W_i r_i + c' \sum_{i=1}^i W_i \vartheta_{gi} + Q_{ni} + E_i r_i \end{aligned} \quad (7.11)$$

$$W_i r_i = S_i' c_i''' (\vartheta_{i-1} - \vartheta_i)$$

$$\vartheta_{gi} = \theta_{i-1} - \Delta t_{CT} - \Delta_i$$

$$\vartheta_i = \theta_{i-1} - \Delta t_{CT} - \Delta_H - \Delta_i$$

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1i}} \cdot \frac{d_{BH}}{d_H} + \frac{d_{BH}}{d_H} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + R_{1i} + R_{2i} + \frac{1}{\alpha_{2i}}} \quad (7.12)$$

Уравнения поверхностного головного подогревателя «пар — жидкость»:

$$Dr = S_{BX} c'' (\theta_{BX} - \vartheta_1) + Q_{\Pi}^0 + E_0 r_0$$

$$Dr = F_{\Gamma, \tau} K_{\Pi} \frac{\theta_{BX} - \vartheta_1}{\ln \frac{t_{\Pi} - \vartheta_1}{t_{\Pi} - \theta_{BX}}} \quad (7.13)$$

$$K_{\Pi} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1\Pi}} \cdot \frac{d_{BH}}{d_H} + \frac{d_{BH}}{d_H} \ln \frac{d_H}{d_{BH}} + R_{1\Pi} + R_{2\Pi} + \frac{1}{\alpha_{2\Pi}}}$$

Приведенные системы уравнений дополняют зависимостями для определения теплофизических свойств пара и жидкости. Система уравнений, описывающая установку адиабатного испарения, выполненную по каскадной схеме, содержит уравнения ступеней испарения и головного подогревателя контактного либо поверхностного, но отличается уравнениями связей. Уравнения связей между каскадами записываются в виде:

$$S''_{k(i-1)} = S_i' \quad \vartheta''_{k(i-1)} = \vartheta_1' \quad b''_{k(i-1)} = b_i' \quad (7.14)$$

Расчет установок адиабатного испарения на основе полной системы уравнений проводят на ЭВМ.

Для определения оптимальных параметров УМИ при проектировании и эксплуатации необходима математическая модель, содержащая целевую функцию, модель функционирования и систему ограничений. В качестве целевых функций УМИ могут использоваться соотношения типа (5.73) — (5.75), рассмотрен-

ные для МВУ в гл. 5, а в качестве модели функционирования можно использовать систему уравнений (7.9) — (7.13). Системы ограничений при проектировании и эксплуатации УМИ различны. Они составляют аналогично системам ограничений для МВУ (см. гл. 5).

Приближенные методики расчета параметров УМИ. Совместное решение уравнений материального и энергетического балансов, теплопередачи и других уравнений при определенных упрощениях позволяет получить соотношения для оценки удельных показателей УМИ. Приближенные методики определения конструктивных и режимных параметров УМИ приведены в работах [217—221]. Некоторые вопросы расчета УМИ рассмотрены в данной главе.

Для приближенных инженерных расчетов можно использовать упрощенные системы уравнений. Например, можно применить приближенную систему уравнений:

$$\begin{aligned} \sum W &= S_0(1 - b_0/b_k) \\ S_0 b_0 &= S_k b_k \\ S_0 c'' \theta_{вх} &= \left(S_0 - \sum W \right) c'' \theta_n + \sum W r_{ср} \\ \theta_{вн} - \theta_n &= n \Delta t_{ср} \\ \vartheta &= \theta_{вх} - \Delta t_{ср} - \Delta_n - \Delta_f \\ \sum W r &= K_{ср} F_{ср} \frac{\Delta t_{ср}}{\ln \frac{\Delta t_{ср} + \Delta_n + \Delta}{\Delta_n + \Delta}} \end{aligned} \quad (7.15)$$

где S_0 — расход исходного раствора; ϑ — температура воды на выходе конденсаторов ступеней испарения; F — суммарная поверхность нагрева конденсаторов.

Расчет $K_{ср}$ проводят по уравнению (3.7), а расчет головного подогревателя — по уравнению (7.13). Удельный расход тепла определяют по соотношению (7.3). Удельная поверхность нагрева равна:

$$f = \frac{F_k + F_{г.п}}{\sum W} = \frac{F_k}{\sum W} + \frac{F_{г.п}}{\sum W} = f_k + f_{г.п} \quad (7.16)$$

где F_k , $F_{г.п}$ — поверхности нагрева конденсаторов и головного подогревателя; f_k , $f_{г.п}$ — удельные поверхности нагрева конденсаторов и головного подогревателя, определяемые по формулам:

$$f_k = \frac{r_{ср}}{K_{ср} \Delta t_{ср}} \ln \frac{\Delta t_{ср} + \Delta_n + \Delta}{\Delta_n + \Delta} \quad (7.17)$$

$$f_{г.п} = \frac{q}{K_{г.п} \Delta t_{г.п}} \quad (7.18)$$

Удельный расход электроэнергии определяется соотношением

$$e = \frac{\sum N}{\sum W} \quad (7.19)$$

Для оценки эффективности адиабатных испарительных установок, применяемых для концентрирования соленых вод, необходимы следующие удельные показатели:

$$q_s = \frac{Q}{S_0} \quad f_s = \frac{F_k + F_{г.п.}}{S_0} \quad e_s = \frac{N}{S_0} \quad (7.20)$$

Их получают умножением соответственно q , $(f_k + f_{г.п.})$, e на величину $(\omega_k - 1)/\omega_k$, где $\omega_k = b_k/b_0$.

При упрощенных расчетах УМИ обычно коэффициенты теплопередачи принимают постоянными, а поверхности нагрева конденсаторов-регенераторов равными. В действительности же коэффициенты теплопередачи существенно изменяются по ступеням; при этом в зависимости от распределения температур по ступеням меняется и суммарная удельная поверхность нагрева. Целесообразно определить температуры в ступенях испарения, обеспечивающие минимизацию суммарной поверхности [220]. Удельную поверхность i -го конденсатора определяют по соотношению [220]:

$$f_{ki} = - \frac{S_{вх} c''}{\sum W k_i} \ln \left(1 - \frac{\Delta t_i}{\theta_n - \vartheta_0' - \Delta} \right) \quad (7.21)$$

а суммарную поверхность нагрева конденсаторов-регенераторов — по формуле

$$f_k = - \frac{S_{вх} c''}{\sum W} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i} \ln \left(1 - \frac{\Delta t_i}{\theta_n - \vartheta_0' - \Delta} \right) \quad (7.22)$$

где $S_{вх}$ — расход раствора, поступающего на испарение; Δt_i — перепад температур между смежными ступенями; ϑ_0' — температура раствора на входе в подогреватель-конденсатор последней ступени. На основе условия $\partial F / \partial (\Delta t_i) = 0$ можно получить:

$$\Delta t_{iоп} = (\theta_n - \vartheta_0' - \Delta) \left(1 - \frac{K_{ср}}{K_i} \right) + \frac{\theta_{вх} - \theta_n}{n} \cdot \frac{K_{ср}}{K_i} \quad (7.23)$$

где $\frac{1}{K_{ср}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i}$.

После подстановки значения $\Delta t_{iоп}$ в соотношение (7.21) и соответствующих преобразований получим:

$$f_{iоп} = \frac{S_{вх} c''}{\sum W K_i} \ln \left(\frac{\theta_n - \vartheta_0' - \Delta}{\theta_n - \vartheta_0' - \Delta - \frac{\theta_{вх} - \theta_n}{n} \cdot \frac{K_i}{K_{ср}}} \cdot \frac{K_i}{K_{ср}} \right) \quad (7.24)$$

$$f_{min} = \frac{S_{вх} c''}{\sum_{i=1}^n W} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i} \ln \left(\frac{\theta_n - \vartheta_0' - \Delta}{\theta_n - \vartheta_0' - \Delta - \frac{\theta_{вх} - \theta_n}{n} \cdot \frac{K_i}{K_{ср}}} \cdot \frac{K_i}{K_{ср}} \right) \quad (7.25)$$

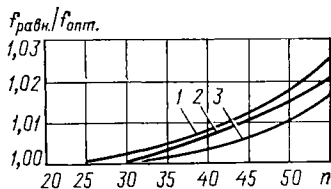
При одинаковых коэффициентах теплопередачи в конденсаторах $K_1 = K_2 = K_n = K_{ср}$ на основе соотношения (7.23) получим

$$\Delta t_{iоп} = (\theta_{вх} - \theta_n)/n \quad (7.26)$$

т. е. минимальная суммарная поверхность теплообмена обеспечивается при равных температурных перепадах по ступеням.

Рис. 7.13. Зависимость $f_{равн}/f_{опт}$ от n при различных значениях $\theta_{вх}$, θ_n и θ_0 :

	Номер кривой z		
	1	2	3
$\theta_{вх}$, град	100	100	115,4
θ_n , град	38	34	34,4
θ_0 , град	34	30	30,0



Этому соответствуют практически одинаковые поверхности теплообмена конденсаторов. При различных коэффициентах теплопередачи в аппаратах перепады температур $\Delta t_{iоп}$ и поверхности $F_{iоп}$ различны и определяются на основе уравнений (7.23) и (7.24).

Для случая линейного изменения K_i по ступеням при $K_1/K_n = 2$ рассчитаны [220] $f_{оп}$, а также суммарная удельная поверхность $f_{равн}$ при равных поверхностях отдельных ступеней. Результаты расчета зависимости $f_{равн}/f_{опт}$ от n приведены на рис. 7.13. Из графиков видно, что отношение $f_{равн}/f_{опт}$ растет с увеличением n , однако оно не превышает 1,03. Таким образом, для УМИ в рассматриваемом диапазоне параметров равные поверхности конденсаторов-регенераторов обеспечивают практически минимальную суммарную поверхность установки.

При разработке УМИ для выпаривания растворов необходимо определить максимальную степень концентрирования растворов $\omega = b_k/b_0$, которую можно обеспечить в установке, либо определить режимные и конструктивные параметры установки при заданной степени концентрирования [222]. При этом состав исходного раствора задается.

На основе уравнений энергетического и материального балансов можно получить соотношение для определения степени концентрирования:

$$\omega = \frac{1}{1 - \frac{c'''(\theta_{вх} - \theta_n)}{r} (k^* + 1)} \quad (7.27)$$

где

$$k = \frac{S_p}{S_0} = \frac{S_{вх}}{S_0} - 1 \quad (7.28)$$

$$S_{вх} = \sum W \frac{r}{c'''(\theta_{вх} - \theta_n)} \quad (7.29)$$

S_p , S_n , $\sum W$ — расходы соответственно рециркулирующего и подаваемого на испарение раствора, а также дистиллята; k^* — кратность рециркуляции раствора.

С достаточной степенью точности можно считать недогревы раствора в конденсаторах до температуры насыщенного пара, температурные депрессии и перепады температур равными для всех ступеней УМИ [220]. Тогда температура раствора, выходящего из УМИ, может быть выражена через температуру исходного раствора ϑ_0 следующим образом:

$$\theta_n = \vartheta_0 + \Delta_n + \Delta + \Delta t_{ст}$$

где Δ_n , Δ , $\Delta t_{ст}$ — средние по ступеням УМИ недогревы раствора в конденсаторе до температуры насыщенного пара, температурная депрессия и перепад температур.

С учетом $\Delta t_{ст} = (\theta_{вх} - \theta_n) / n$ последнее соотношение преобразуется следующим образом:

$$\theta_n = \frac{n}{n+1} \left(\vartheta_0 + \Delta_n + \Delta + \frac{\theta_{вх}}{n} \right) \quad (7.30)$$

Подставляя выражение (7.30) в уравнение (7.27), получим:

$$\omega = \frac{1}{1 - \frac{c''}{r} \cdot \frac{n(k^* + 1)}{n+1} (\theta_{вх} - \vartheta_0 - \Delta_n - \Delta)} \quad (7.31)$$

На основе соотношения (7.31) можно определить влияние кратности циркуляции, температуры нагрева раствора, числа ступеней испарения и других параметров на степень концентрирования растворов в УМИ. При этом необходимо учесть ограничения, налагаемые на перечисленные параметры. Минимальное значение кратности циркуляции равно нулю, а максимальное достигается при $\Sigma W_{\max} = S_0(1 - b_0)$. Тогда с учетом соотношений (7.28), (7.29) и (7.30) получим:

$$0 \leq k^* \leq \left[\frac{r(1 - b_0)}{c'' \frac{n}{n+1} (\theta_{вх} - \vartheta_0 - \Delta_n - \Delta)} - 1 \right] \quad (7.32)$$

Температура раствора, поступающего на испарение, ограничена из-за опасности накипеобразования при достижении раствором предельно допустимой концентрации, зависящей от его состава и температуры. При этом предельно допустимая степень концентрирования определяется соотношением

$$\omega_{пр} = \frac{b_{пр}}{b_0} = \frac{1}{b_0} F(\theta_{вх}, b_0) \quad (7.33)$$

при условии $\sum_{i=1}^m b_{0i} = 1$, где b_0 ($b_{01}, b_{02}, \dots, b_{0i}, \dots, b_{0m}$) — вектор концентраций компонентов исходного раствора; b_{0i} — концентрация i -го компонента в исходном растворе; m — число компонентов в растворе. Функция $F(\theta_{вх}, b_0)$ определяется по данным о насыщении раствора наименее растворимым компонентом [209—212]. Расчет насыщения водных растворов осуществляется по активным концентрациям соответствующих ионов с учетом комплексообразования [210]. На рис. 7.14 в качестве при-

мера приведена указанная зависимость для различных вод, подвергающихся предварительной химической обработке с целью предотвращения карбонатной магниальной накипи. Величина $\omega_{пр}$ для этих вод определяется началом кристаллизации сульфата кальция («сульфатным барьером»).

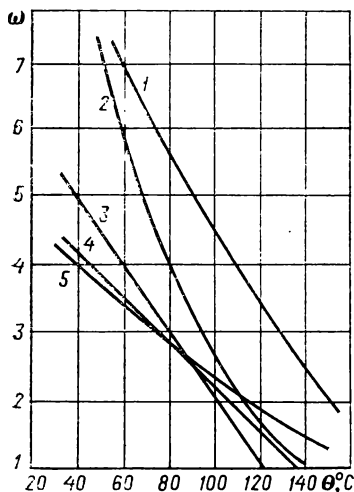


Рис. 7.14. Зависимость степени концентрирования соленых вод ω от температуры $\theta_{вх}$ по данным разных исследователей:

1 — черноморская вода [209]; 2 — шахтная вода [210]; 3 — каспийская вода [211]; 4 и 5 — океанская вода по данным соответственно [212] и [209].

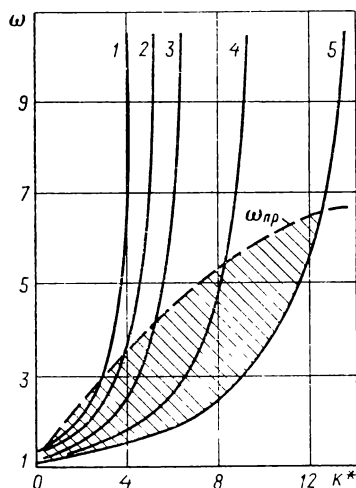


Рис. 7.15. Зависимость степени концентрирования ω от кратности циркуляции K^* .

На основе соотношения (7.33) можно определить максимальную температуру нагрева раствора, поступающего на испарение — $\theta_{вх}^{max}$. Минимальная температура нагрева определяется соотношением

$$\theta_{вх}^{min} = n\Delta t^{min} + \theta_n \quad (7.34)$$

где Δt^{min} — минимальный средний перепад температур раствора в ступени.

Подставляя (7.30) в (7.34) и учитывая соотношение (7.33), можно получить ограничение на температуру раствора, поступающего на испарение:

$$\Delta t^{min}(n+1) + \vartheta_0 + \Delta_n + \Delta \leq \theta_{вх} \leq \theta_{вх}^{max}$$

Далее рассматриваются ограничения на число ступеней испарения: $n_{min}=1$, а n_{max} есть целая часть от величины, равной

$$n'_{max} = \frac{\theta_{вх} - \vartheta_0 - \Delta_n - \Delta - \Delta t^{min}}{\Delta t^{min}} \quad (7.35)$$

т. е. $1 \leq n \leq n'_{max}$.

На основе соотношений (7.29) и (7.33) с учетом ограничений (7.32) и (7.35) на рис. 7.15 построены зависимости степени

концентрирования воды Черного моря при различных температурах нагрева воды (сплошные линии) и предельной степени концентрирования от кратности рециркуляции (пунктир).

Из графиков на рис. 7.15 видно, что максимальная и минимальная степени концентрирования достигаются при минимальной температуре нагрева жидкости и соответствуют точкам пересечения кривой, определяемой зависимостью (7.31) при $\theta_{вх} = \theta_{вх}^{min}$, с линиями $\omega_{пр}$ и $k^* = 0$. Заштрихованная область — область возможных изменений степени концентрирования. Расчеты проводились при следующих исходных данных: $\theta_0 = 18^\circ\text{C}$; $\Delta_n = 2$ град; $\Delta t^{min} = 2$ град; $n = 20$; $\theta_{вх} = 64 - 140^\circ\text{C}$. Минимальное и максимальное значения степени концентрирования в УМИ для черноморской воды составляют соответственно 1,07 и 6,5 и достигаются при минимальной температуре нагрева раствора, поступающего на испарение, равной 64°C . Максимальная степень концентрирования при отсутствии рециркуляции ($k^* = 0$) составляет 1,5 и достигается при температуре нагрева раствора 160°C . Повышение степени концентрирования в УМИ приводит к необходимости снижения максимальной температуры нагрева раствора и соответствующего уменьшения максимального числа ступеней испарения, что вызывает увеличение удельного расхода тепла на единицу испаренной воды.

На рис. 7.16 приведена зависимость удельного расхода тепла q от степени концентрирования воды Черного моря в УМИ при различных значениях числа ступеней испарения, рассчитанная по данным работы [2]. Пунктирная линия соответствует минимальным значениям q , рассчитанным при максимальных n . Например, при повышении степени концентрирования морской воды от 3 до 6 максимально возможное число ступеней испарения уменьшается от 53 до 24, а удельный расход тепла, рассчитанный при максимальном числе ступеней испарения, возрастает от 130 до 300 кДж/кг.

Указанная методика определения степени концентрирования растворов в УМИ, основанная на совместном использовании

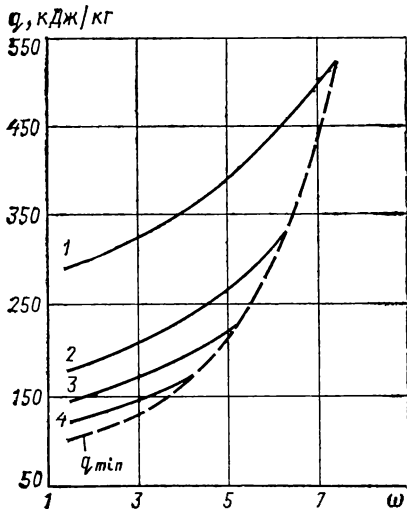


Рис. 7.16. Зависимость удельного расхода тепла в УМИ q от степени концентрирования ω .

концентрирования растворов в УМИ требует существенного повышения расхода энергии на испарение. Так, повышение степени концентрирования воды Черного моря в два раза сопровождается соответствующим повышением удельного расхода тепла в 2,2 раза.

В заключение необходимо отметить, что методы расчета УМИ разработаны недостаточно. Нуждаются в совершенствовании методики расчета переточных и сепарационных устройств, характеристик непрокипания, комплексной оптимизации конструктивных параметров. Важное значение имеет совершенствование методов анализа динамических характеристик УМИ, включая изменения видимых и гидростатических уровней в камерах испарения.

7.5. ВЛИЯНИЕ УРОВНЕЙ ЖИДКОСТИ В ИСПАРИТЕЛЯХ НА ПОКАЗАТЕЛИ ЭФФЕКТИВНОСТИ УСТАНОВОК МГНОВЕННОГО ИСПАРЕНИЯ

Повышение уровней жидкости в камерах испарения УМИ приводит к ухудшению показателей этих установок (энергетической эффективности, габаритов и металлоемкости, качества дистиллята). Снижение энергетической эффективности при повышении уровней жидкости обусловлено возрастанием остаточных перегревов, складывающихся из гидростатических температурных депрессий и перегревов, вызванных неполным прокипанием перегретой жидкости.

Удельный расход тепла q на единицу испаренной в УМИ воды определяется по соотношению

$$q = \frac{Sc'''}{\sum W} (\theta_{\text{вх}} - \vartheta_1) \quad (7.36)$$

Величина $S/\sum W$ с точностью до 1,5% равна [217]:

$$\frac{S}{\sum W} = \frac{r}{c'''(\theta_{\text{вх}} - \theta_n)} + 0,5 \quad (7.37)$$

Температуры ϑ_1 и θ_n выражаются через соответствующие независимые параметры УМИ:

$$\begin{aligned} \vartheta_1 &= \frac{1}{n+1} \left(\theta_0 + n\theta_{\text{вх}} - \sum_{i=1}^n \Delta_i \right) \\ \theta_n &= \frac{1}{n+1} \left(\theta_{\text{вх}} + n\theta_0 + \sum_{i=1}^n \Delta_i \right) \end{aligned} \quad (7.38)$$

где $\Delta_i = \Delta t_{\text{нi}} + \Delta_i' + \Delta_i'' + \Delta_{\text{нi}}$

Рассматривая совместно соотношения (7.36) — (7.38), получим:

$$q = r \left(\frac{1}{n} + \frac{n+1}{n} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\theta_{\text{вх}} - \theta_0}{n} - 1 \right) \sum_{i=1}^n \Delta_i} \right) + \frac{0,5c''}{n+1} \left(\theta_{\text{вх}} - \theta_0 + \sum_{i=1}^n \Delta_i \right) \quad (7.39)$$

Анализ соотношений (7.39) показывает, что увеличение Δ_i и Δ_{ni} , зависящих от массовых уровней жидкости H_i в камерах приводит к возрастанию удельного расхода тепла. Оценки зависимостей Δ_{ni} и Δ_i'' от H_i [203, 207, 52] осложнены конвекцией жидкости между нижними, перегретыми, слоями и верхними охлажденными (при нижнем подводе жидкости в камеру), а также перемешивающим действием паровых пузырей.

В высокотемпературных камерах испарения величина H_i мало влияет на остаточный перегрев $\Delta_{o,ni} = \Delta'' + \Delta_n$ из-за интенсивного испарения в струе, не угнетенной гидростатическим давлением столба жидкости [205]. Зависимость $\Delta_{o,ni}$ от H_i в средне- и низкотемпературных камерах может быть оценена по опытным данным [207]:

$$\Delta_{o,ni} = 0,65H_i^{0,34}v_i^{0,33}z_i^{0,20}\Delta P_i^{-0,32} \quad (7.40)$$

где v_i — удельный объем пара в i -й ступени, м³/кг; z_i — удельный расход жидкости на единицу ширины i -й ступени, т/(см·ч); ΔP_i — перепад давлений между $(i-1)$ -й; и i -й камерами, мм рт. ст.

Величины $\Delta_{o,ni}$, рассчитанные по формуле (7.40), составляют 0,3—0,9 град. (опытные данные Н. К. Токманцева дают большие значения $\Delta_{o,ni}$, равные 0,2—2,5 К [205, 206], что можно объяснить различными условиями проведения экспериментов).

На основе соотношений (7.39) и (7.40) проведены расчеты зависимости q от среднего уровня жидкости \bar{H} в камерах и числа ступеней испарения n при следующих исходных данных: $\theta_0 = -20^\circ\text{C}$, $\theta_{\text{вх}} = 100^\circ\text{C}$, $\bar{z} = 15\text{т}/(\text{см}\cdot\text{ч})$, $\Delta_{o,n} = 0,2$ град, $\Delta t_n = 2$ град, $\bar{\Delta}' = 1$ град (величины Δt_n , $\bar{\Delta}'$ усреднялись по ступеням УМИ, а $\Delta_{o,ni}$ — отдельно по высоко-, средне- и низкотемпературным камерам).

На рис. 7.17 приведены зависимости величины q от \bar{H} и n . Из графиков видно, что возрастание \bar{H} от 0,4 до 1,0 м при $n=30$ приводит к росту q на 5%. Если оценить эту зависимость с использованием данных [205, 206], то при аналогичном изменении уровня жидкости q увеличится на 10—15%. При увеличении числа ступеней испарения усиливается влияние \bar{H} на q , что связано с увеличением «веса» $\Delta_{o,ni}$ в температурных потерях ступеней.

Уровни в камерах испарения влияют на содержание солей в дистилляте, так как они определяют высоту сепарационного пространства H_c , равную

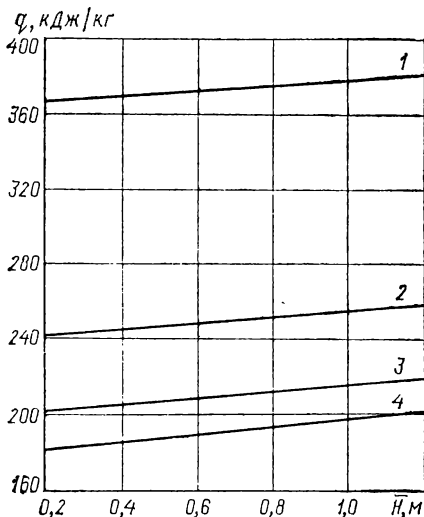
$$H_c = H_0 - H' \quad (7.41)$$

где H_0 , H' — соответственно высота расположения сепаратора и видимый уровень.

Зависимость H' от уровня, тепловой нагрузки камеры испарения и других факторов может быть определена на основе работ [43]. На унос капель жидкости с паром и, соответственно, на содержание солей в дистилляте влияет конструкция камер испарения и переточных устройств. При барботажном режиме вскипания влияние H' на влажность пара ϵ достаточно велико в зоне подброса капель ($H_c < 0,8-1$ м). При этом по данным [43] $\epsilon \propto H^{-2,3} H_c$, а по данным [222а] $\epsilon \propto e^{-26,3 H_c}$ (неравномерная распределенность паровой нагрузки по зеркалу испарения и соответствующая неравномерность капельного уноса не учи-

Рис. 7.17. Зависимость удельного расхода тепла в УМИ q от уровня жидкости в камерах испарения при разном числе ступеней l :

1 — 10; 2 — 20; 3 — 30; 4 — 40.



тываются). При $H_c > 0,8-1$ м влажность пара определяется транспортируемым уносом капель, скорость витания которых меньше скорости пара. При этом зависимость ϵ от H_c значительно слабее (по данным [222б]: $\epsilon \propto e^{-0,23 H_c / D}$ (где D — гидравлический диаметр камеры испарения).

В барботажном режиме испарения, наиболее распространенном в УМИ, влияние H' на ϵ велико при малых H_c и мало при больших. Например, увеличение H' от 0,5 м до 1,5 м при $H_0 = 3$ м и $D = 3$ м приводит к увеличению капельного уноса и ухудшению качества дистиллята в 1,08 раза, а при $H_0 = 2$ м — в 3,1 раза. Для обеспечения неизменного качества дистиллята при указанном повышении H' габариты камер должны быть соответственно увеличены на 20—30%.

В безбарботажном режиме вскипания величина H' слабо влияет на ϵ ($\epsilon \propto e^{-0,23 H / D}$), так как наибольший диаметр капель уносимых из переточного устройства, на порядок меньше диаметра витания [222в]. При этом основную роль играют факторы, определяющие интенсивность дробления капель, и инерционная сепарация.

Для оценки возможности повышения эффективности УМИ за счет снижения уровней жидкости в них следует определить зависимость уровней и распределения их в камерах испарения от определяющих режимных и конструктивных параметров. Уровни жидкости в камерах определяются величинами Δp_i между

камерами в соответствии с температурным режимом установки, расходами жидкости $S_{вхi}$ и $S_{выхi}$ на входе в камеры и на выходе из них, площадями поперечных сечений F_i^* , коэффициентами расхода μ_{ri} переточных устройств и др. Видимые уровни жидкости должны удовлетворять ограничениям:

$$H_{\min} \leq H' \leq H_{\max} \quad (7.42)$$

где H_{\min} , H_{\max} — соответственно минимальный и максимальный уровни жидкости в камере.

Величины H_{\max} при заданных габаритах определяются необходимой высотой сепарационного пространства и типом сепаратора. Величина H_{\min} зависит от конструкции камеры и переточного устройства:

$$H_{\min} = H_0 + \Delta H \quad (7.43)$$

где H_0 — характерный вертикальный размер переточного устройства, обеспечивающий отсутствие пропуски пара между соседними камерами; ΔH — запас уровня, обеспечивающий устойчивую работу камеры при переменных и переходных режимах.

Уровни жидкости в УМИ рассчитывают при условии, что вскипание в переточном устройстве не происходит [205—208]. Для камер с переточными устройствами в виде затопленной щели справедливы приближенные соотношения:

$$H_i = H_{i-1} + \frac{\Delta p_i}{\rho'' g} - A_i \quad (7.44)$$

$$H_i = H_1 + \frac{1}{\rho'' g} \sum_{j=2}^i \Delta p_j - \sum_{j=2}^i A_j, \quad j = 2, 3, \dots, i \quad (7.45)$$

$$A_i = \frac{1}{2g(\rho'' g)^2} \left(\frac{S_{вх} - \sum_{j=1}^i W_j}{\mu_{ri} F_i^*} \right)^2 \quad (7.46)$$

Величина $\sum_{j=1}^i W_j$ равна [217]:

$$\sum_{j=1}^i W_j = S_{вх} \left[1 - \prod_{j=1}^i \left(1 - c_j'' \frac{\Delta t_{стj}}{r_j} \right) \right] \quad (7.47)$$

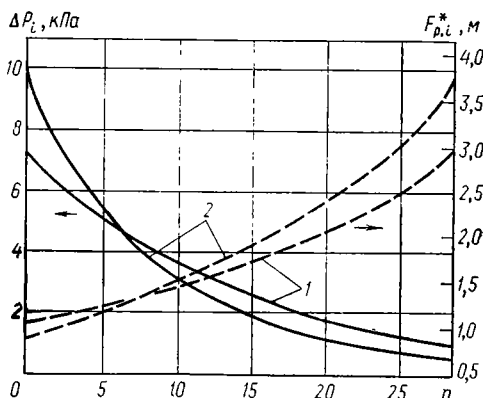
Соотношения (7.45) — (7.47) позволяют рассчитать уровни в камерах при различных распределениях перепадов давлений между ними, пропускных сечениях, коэффициентах расходов переточных устройств и других факторах. Распределение величин Δp_i зависит от температурных перепадов Δt_i между камерами УМИ, которые могут определяться из следующих условий: 1) Δt_i равны между собой; 2) Δt_i обеспечивают равенство поверхностей конденсаторов-регенераторов ступеней; 3) обеспечивают минимум суммарной поверхности конденсаторов-регенераторов УМИ; 4) обеспечивают минимум удельного расхода тепла.

На рис. 7.18 приведены распределения Δp_i , построенные для первых двух случаев применительно к 30-ступенчатой УМИ при $\theta_{вх}=100^\circ\text{C}$, $\theta_n=40^\circ\text{C}$ и равенстве поверхности конденсаторов-регенераторов. Принималось, что коэффициенты теплопередачи в конденсаторах-регенераторах уменьшаются линейно от 4000 Вт/(м²·К) в первой ступени до 2000 Вт/(м²·К) — в последней [220]. Величины Δp_i существенно уменьшаются при снижении температуры испарения (увеличении номера ступени). Это определяет различные условия истечения и соответственно прокипания жидкости в высоко-, средне- и низкотемпературных камерах.

Расчеты распределений величин H при различных значениях F

Рис. 7.18. Распределения величин Δp_i и $F_{p,i}^*$ при различных распределениях температурного перепада в камерах испарения:

1 — равномерное распределение; 2 — распределение, отвечающее равенству поверхностей конденсаторов-регенераторов.



и заданном уровне жидкости в первой ступени (который принимается равным H_{\min}) проведены для аналогичных условий и при $\Sigma W=650$ т/ч, $H_{\min}=0,5$ м, $\mu_r=0,42$. Распределения величин H представлены на рис. 7.19. Из графиков следует, что при уменьшении F^* до некоторого предела (кривая 5, $F^*=1,66$ м²) уменьшается величина H . Дальнейшее уменьшение F^* приводит к нарушению нормальной работы УМИ, так как $H < H_{\min}$ (кривая 6). При $F^* > 1,86$ м² (для $H_{\max}=4$ м) значения H превышают допустимые H_{\max} (кривая 2, $F^*=1,9$ м²).

При отсутствии дросселирования потоков между камерами величины H будут возрастать от высокотемпературных ступеней к низкотемпературным пропорционально снижению перепадов давлений и в последних (низкотемпературных) ступенях окажутся более чем на 9 м выше, чем в первых.

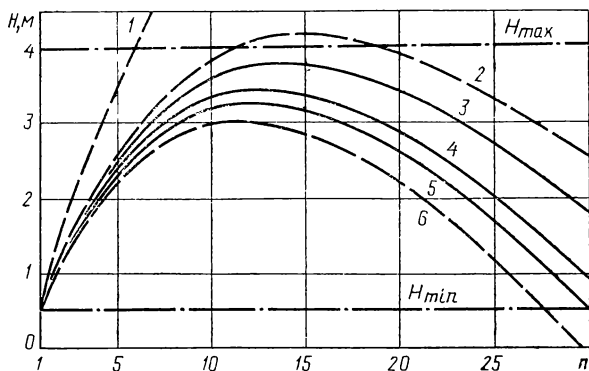


Рис. 7.19. Распределение массовых уровней жидкости в камерах испарения при различных поверхностях поперечных сечений перегородочных устройств F^* :

1 — без дросселирования; 2 — $F^*=1,9$ м²; 3 — 1,8; 4 — 1,7; 5 — 1,66; 6 — 1,6; пунктир — условные кривые.

При заданных исходных данных зависимость H от n имеет максимум, объясняемый следующим. Расход S жидкости, протекающей между камерами, определяется разностью давлений и уровней жидкости в камерах. При этом в высокотемпературных камерах, где перепады давлений велики (см. рис. 7.18), для обеспечения заданного расхода S необходимы отрицательные перепады уровней, компенсирующие большие Δp (уровень в каждой из последующих камер выше, чем в предыдущей). По мере снижения Δp с увеличением n (см. рис. 7.18) соответствующие перепады уровней снижаются и в некоторой m -й камере становятся равными нулю; при этом расход S определяется только величиной Δp . При дальнейшем снижении Δp для обеспечения заданного расхода S необходимо увеличение перепадов уровней, и тогда уровень в каждой из последующих камер окажется ниже, чем в предыдущей. Максимум H , как следует из уравнения (7.44), достигается при выполнении условия

$$\Delta p_m / \rho'' g = A_m \quad (7.48)$$

На основе соотношений (7.44) и (7.45) определяют площадь поперечных сечений переточных устройств F_{pi}^* , обеспечивающих равенство уровней жидкости во всех камерах:

$$F_{pi}^* = \frac{S_{вх} - \sum_{j=1}^i W_j}{\mu_{гi} \sqrt{2\rho'' \Delta p_i}} \quad (7.49)$$

Распределения величин F_{pi}^* по камерам, приведенные на рис. 7.18, рассчитаны для тех же условий, что и распределения Δp_i . Из рис. 7.18 видно, что величины F_{pi}^* , обеспечивающие равенство уровней во всех камерах, должны существенно возрастать от высокотемпературных ступеней к низкотемпературным. Устанавливая соответствующие площади поперечных сечений

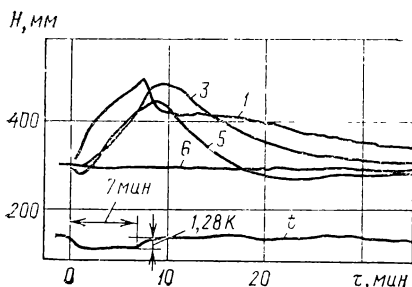


Рис. 7.20. Изменение уровней в камерах опытной УМИ:

1, 3, 5, 6 — уровни в соответствующих ступенях; t — температура в греющей камере головного подогревателя.

переточных устройств, можно обеспечить необходимые минимальные уровни в камерах УМИ.

В процессе эксплуатации УМИ как в статических, так и в динамических режимах возможны существенные изменения уровней жидкости в камерах, что объясняется следующими причинами: изменением расхода жидкости на входе в УМИ и

выходе из нее; перераспределением температур по ступеням из-за колебаний температуры греющего теплоносителя и температуры жидкости, поступающей на испарение в УМИ; изменением режимов оттяжек неконденсирующихся газов.

Изменения уровней жидкости в ступенях УМИ могут приводить к существенным нарушениям режимов истечения и соответственно испарения жидкости в переточных устройствах и камерах испарения или к возникновению неустойчивого взрывного вскипания перегретой жидкости.

Для снижения удельного расхода тепла, повышения качества дистиллята и уменьшения габаритов установок следует уменьшать H в камерах испарения. Это может быть

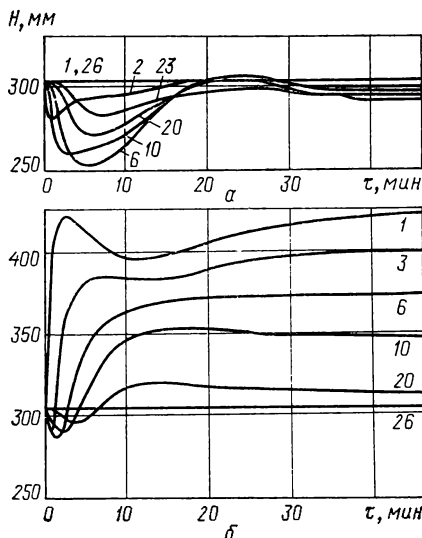


Рис. 7.21. Изменение уровней в УМИ при их регулировании в первой и последней ступенях (а) и только в последней ступени (б): 1, 2, 3, ..., 26 — уровни в соответствующих ступенях.

достигнуто различными путями: уменьшением H_0 за счет снижения высоты щелей переточных устройств; выбором площадей поперечных сечений переточных устройств, обеспечивающих минимально допустимые уровни жидкости в камерах; применении специальных устройств, стабилизирующих процесс вскипания в камерах (погружные дырчатые листы, козырьки и др.); применением систем автоматического поддержания минимальных уровней жидкости [222г].

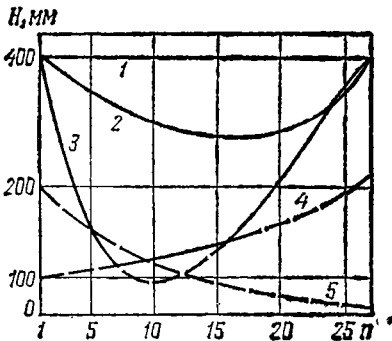
Указанные способы позволяют снижать уровни жидкости в УМИ и соответственно повышать их показатели. Если понизить уровни с $H=1$ м (в современных отечественных установках) до 0,5 м, то годовая экономия условного топлива на установке производительностью 650 т/ч составит более 2500 т в год при понижении содержания солей в дистилляте.

В работе [222г] описана система регулирования работы УМИ, в частности регулирования уровней в камерах испарения. Уровень жидкости в первой ступени регулировался автоматически путем изменения расхода рециркулирующего раствора, а в последней ступени — уменьшением расхода сконцентрированного раствора.

На рис. 7.20 представлены графики изменения уровней в шестиступенчатой экспериментальной УМИ при импульсном (продолжительность 7 минут) снижении температуры пара в греющей камере головного подогревателя на 1,28 град. Температура пара снижалась путем уменьшения его расхода. При

этом уровень жидкости в последней ступени поддерживался постоянным.

На рис. 7.21 приведены результаты моделирования 26-ступенчатой УМИ при поддержании постоянными уровней в первой и последней ступенях (а) или только в последней ступени (б) и при скачкообразном снижении температуры пара в греющей камере головного подогревателя на 1 град. В случае



(а) уровни в камерах через 20 мин после снижения температуры достигают номинальных значений, а в случае (б) — существенно возрастают.

Снижение расхода пара на головной подогреватель приводит к снижению уровней в установке. При возмущении $\Delta D = -25\%$ продолжительность

Рис. 7.22. Распределение уровней по ступеням УМИ:

1 — уровни при полной нагрузке; 2, 3 — уровни при нагрузке 66,3% соответственно с перегородками и без них; 4, 5 — высота соответственно переточных диафрагм и перегородок.

установления нового равновесного состояния составляет примерно 160 мин. Если установка работает с неполной нагрузкой, то в промежуточных ступенях уровни уменьшаются даже при условии регулирования их в первой и последней ступенях. Чувствительность уровней жидкости к изменению нагрузки снижается при использовании диафрагм с перегородками (рис. 7.22). Это подтверждается и соотношениями (7.44), (7.45); разность уровней в смежных ступенях уменьшается с повышением коэффициента сопротивления переточного устройства. Графики на рис. 7.22 построены при снижении нагрузки на 33% за счет уменьшения температурного перепада (расхода пара на головной подогреватель).

Приведенные результаты исследований динамики изменений уровней в УМИ и управления ими свидетельствуют о возможности устойчивого регулирования уровней в камерах испарения многоступенчатых установок.

Глава 8

Контактные выпарные установки

Степень концентрирования растворов существенно повышается в выпарных установках, в которых жидкость не контактирует с поверхностью нагрева. В таких установках перенос тепла осуществляется контактным путем, без соприкосновения раствора с поверхностью нагрева.

8.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК С КОНТАКТНЫМИ АППАРАТАМИ

Контактные тепло- и массообменные аппараты могут различаться по типу теплоносителя: им является газ, жидкость или твердое вещество. Процесс в них может протекать с нагревом

жидкости ($\Delta\theta_{ж} \geq 0$) и охлаждением газа ($\Delta\theta_{г} \leq 0$), или наоборот: $\Delta\theta_{ж} \leq 0$, $\Delta\theta_{г} \geq 0$. Жидкость и газ в аппаратах могут двигаться в одном направлении (прямоток), навстречу друг другу (противоток) и перпендикулярно друг другу (перекрестный ток). Процессы могут протекать при наличии фазовых переходов и без них.

На рис. 1.1, в дана схема контактного противоточного аппарата, в котором раствор движется сверху вниз, нагреваясь или испаряясь, а теплоноситель охлаждается, поднимаясь вверх (если плотность теплоносителя больше плотности раствора, то теплоноситель подается в верхнюю часть теплообменника, а раствор — в нижнюю).

Различные авторы исследовали работу контактных теплообменников типа газ — жидкость [47—51], жидкость—жидкость [223—226], пар — жидкость [42, 85], твердые частицы — жидкость [227]. Однако процессы нагрева и испарения растворов в этих аппаратах изучены недостаточно; для многих случаев отсутствуют необходимые расчетные соотношения, а имеющиеся неточны.

Установки концентрирования с контактными теплообменниками без отложений на поверхностях нагрева можно разделить на одноступенчатые и многоступенчатые (регенеративные). К одноступенчатым установкам относятся следующие.

1. Установки, в которых испарение осуществляется непосредственно в греющей теплоносителе, а образующиеся пары уносятся с ним (скрубберы, сушильные агрегаты, печи, аппараты погружного горения). Сюда же относятся так называемые гигроскопические испарители [56, 228—230]. Установки этого типа в дальнейшем будем называть одноступенчатыми контактными выпарными установками (см. рис. 1.1, в).

2. Установки, в которых раствор нагревается в контактном аппарате и затем направляется в ступень адиабатного испарения. Эти установки в дальнейшем будем называть одноступенчатыми адиабатными установками с контактными теплообменником (см. рис. 8.1).

В установках первого типа можно конденсировать водяные пары из парогазовой смеси и получать пресную воду. Однако поверхности нагрева конденсатора велики ввиду низкой интенсивности процесса конденсации пара из парогазовой смеси. Основным недостатком одноступенчатых аппаратов является большой удельный расход тепла, составляющий 2800—8000 кДж/кг испаренной воды.

В многоступенчатых установках отсутствие отложений на поверхностях нагрева и высокие энергетические показатели достигаются контактными подогревом раствора и последующим его упариванием в многоступенчатых адиабатных испарительных ступенях, в которых конденсация осуществляется в поверхностных либо контактных конденсаторах с помощью пресной воды или другого теплоносителя. Тот же эффект достига-

ется комбинированием контактного нагрева раствора с гигроскопическим испарением (см. раздел 8.6).

В многоступенчатых установках, рассмотренных далее (раздел 8.5), удельный расход тепла на концентрирование существенно уменьшается и составляет 1000—1500 кДж/кг, а зависимости от параметров установки.

8.2. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ КОНТАКТНЫЕ ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ

Эти установки широко применяют для концентрирования растворов [2, 49, 51]. Наибольшее распространение получили одноступенчатые выпарные аппараты типа газ—жидкость. Принципиальные схемы основных типов контактных аппаратов приведены на рис. 8.1.

Аппараты погружного горения (АПГ) получили распространение для выпаривания концентрированных растворов [49, 51] (рис. 8.1, а).

Если растворы содержат органические вещества, то при контактировании с высокотемпературными продуктами сгорания наблюдается разложение этих веществ. Благодаря использованию природного газа в качестве топлива значительно расширилась область применения АПГ для выпаривания растворов минеральных кислот, хлористого магния и натрия, сульфата натрия, железного купороса и других солей. Важнейшим достоинством АПГ является эффективность выпаривания кристаллизующихся растворов. Существенный вклад в разработку этих аппаратов внесли УКРНИИХИМмаш, ВНИИГ, Московский энергетический и Киевский политехнический институты. Комп-

Рис. 8.1. Основные типы контактных теплообменных аппаратов:

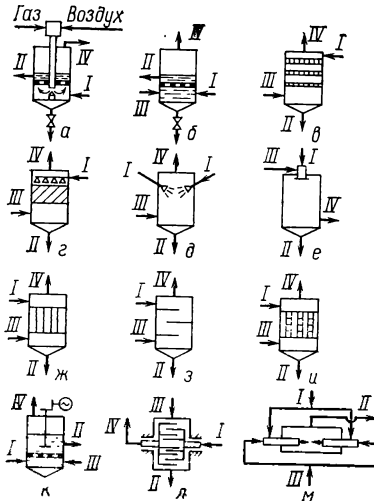


Рис. 8.1. Основные типы контактных теплообменных аппаратов:

а — погружного горения; б — барботажный; в — тарельчатый; г — насадочный; д — с форсуночным распылением; е — с дисковым распылением; ж — пленочный; з — полочный; и — с плоскоступенчатой насадкой; к — с мешалкой; л — с вращающимися распределителями жидкости; м — со встречными струями; I — исходный раствор; II — концентрированный раствор; III — теплоноситель; IV — парогазовая смесь.

лектные установки погружного горения выпускают фирмы «Нордок» (Англия), «Озарк» (США), «Кортинг» (ФРГ) и др.

По конструктивным признакам и по принципу работы АПГ можно разделить на следующие виды: с погружной горелкой, расположенной в центральной части корпуса; с барботажной трубой и вынесенной камерой горения; с погружной горелкой, расположенной в рециркуляционной трубе; аппараты эрлифтного типа. Эти аппараты подробно описаны в литературе [49]. Аппа-

раты с погружной горелкой, расположенной в центральной части корпуса, применяют для выпаривания растворов солей. Парогазовая смесь отводится через установленную на крышке аппарата трубу, внутри которой размещены отбойные щитки для сепарации капель раствора. В качестве барботера в таких аппаратах применяют диски с цилиндрическими или щелевыми отверстиями. Недостатком таких аппаратов является неравномерное распределение газа по сечению диска, особенно в аппаратах больших размеров, а также отсутствие циркуляции жидкости в нижней части аппарата. Аппараты с барботажной трубой и вынесенной камерой сгорания применяют для выпаривания агрессивных растворов и кислот. Эти аппараты имеют те же недостатки, что и аппараты с горелкой, расположенной в центральной части корпуса.

Аппараты с погружной горелкой, расположенной в циркуляционной трубе, применяют для выпаривания растворов при интенсивном их перемешивании для предотвращения осаждения солей и шламов. Погружная горелка размещается в циркуляционной трубе таким образом, чтобы продукты сгорания при барботаже поднимали жидкость и отводили ее через верхний торец трубы. При этом в нижней части циркуляционной трубы вследствие разности гидростатических давлений в аппарате и внутри циркуляционной трубы происходит эжекция менее нагретой жидкости, благодаря чему достигается интенсивная циркуляция жидкости. В УкрНИИхиммаше и НИОХиме разработаны и испытаны выпарные аппараты с одной, двумя и тремя погружными горелками, расположенными в циркуляционных трубах различной длины [231].

Аппараты погружного горения эрлифтного типа отличаются высокой производительностью и малыми габаритами. Погружная горелка находится в цилиндрическом сосуде, заключенном внутри корпуса аппарата. Между корпусом горелки и корпусом сосуда образована кольцевая щель, по которой проходят продукты сгорания и жидкость, находящаяся в нижней части аппарата. АПГ эрлифтного типа более сложны по устройству, чем обычные аппараты с погружными горелками.

Основным элементом аппаратов погружного горения являются горелки — туннельные, диафрагменные, циклонные. Для выпаривания солевых растворов на предприятиях химической промышленности широко применяют высокопроизводительные погружные горелки туннельного типа, разработанные ВНИИГ [49].

Погружные горелки с перегородками или насадкой в камере сгорания называют диафрагменными. Применение перегородок и насадки улучшает эффективность процесса горения. При сжигании газообразного топлива на поверхности керамической насадки происходит так называемое беспламенное горение, при котором резко снижается длина пламени, что позволяет создать горелки с укороченной камерой сгорания (разработаны УкрНИИХИМмашем, Куйбышевским индустриальным институтом и др.).

В циклонных горелках горячая смесь подается в камеру сгорания тангенциально. При этом увеличивается время пребывания горячей смеси в камере, что обеспечивает более полное сгорание смеси. Такие горелки хорошо зарекомендовали себя в выпарных аппаратах, предназначенных для выпаривания солевых растворов.

Барботажные аппараты (рис. 8.1, б) могут выполняться с одной барботажной решеткой и секционированными. По эксплуатационным показателям эти аппараты близки к АПГ.

В тарельчатых контактных аппаратах (рис. 8.1, в) взаимодействие потоков основано на барботаже газов через слой жидкости при противоточном течении жидкости и газа. Различают тарелки со сливными устройствами и провального типа. Первые характеризуются тем, что жидкость с тарелки на тарелку переливается через сливные стаканы, а газы проходят через отверстия в тарелках. В тарелках провального типа жидкость сливается через те же отверстия, через которые проходит газ.

В колонне с провальными тарелками жидкость распределяется по тарелке слоем, высота которого обусловлена перепадом давлений газового потока. Газ проходит через щели и отверстия в тарелке снизу вверх, а жидкость движется сверху вниз. При интенсивном барботаже ввиду отсутствия перегородок происходит выравнивание высоты барботажного слоя по всей тарелке. Тарелка диаметром 400—500 мм выполняется из одного элемента, тарелка большего диаметра набирается из отдельных секций. Расстояние между тарелками обычно составляет 300—350 мм.

Насадочные колонны (рис. 8.1, *г*) заполнены насадкой, которая засыпается на опорную решетку. Насадка должна удовлетворять следующим основным требованиям: иметь большую удельную поверхность, быть прочной, легкой, достаточно дешевой, не корродировать в условиях работы колонны.

В распылительных контактных аппаратах наибольшее распространение получили методы распыления пневматическими и механическими форсунками, а также центробежными дисками (рис. 8.1, *д*, *е*). Центробежный метод распыления имеет ряд преимуществ перед форсуночным: он обеспечивает равномерный распыл, надежную работу, возможность распыливать высококонцентрированные растворы.

Разработке эффективных конструкций скрубберов, интенсификации происходящих в них процессов посвящены работы советских и зарубежных авторов [231—234].

Полочные колонны (рис. 8.1, *з*) работают в широком диапазоне нагрузок и в зависимости от формы и расположения полок подразделяются на кольцевые и сегментные.

Пленочный режим создается в трубчатых аппаратах и в аппаратах с плоскопараллельной насадкой (рис. 8.1, *и*). Пленка жидкости стекает по вертикальным стенкам, а газ движется вверх. Обширные исследования контактных теплообменников типа газ—жидкость с пленочным режимом течения выполнены в Одесском технологическом институте холодильной промышленности [235]. Разработана схема установки [236], в которой минерализованная вода нагревается гидрофобным органическим теплоносителем. При контактном теплообмене происходит испарение воды. Охлажденный теплоноситель из испарительной камеры поступает в теплообменник, где нагревается в результате контакта с дистиллятом. Пар из испарительной камеры также подается в теплообменник, в котором он конденсируется. В качестве теплоносителя могут быть использованы пентан, карбонтетрахлорид, пентангексановая смесь и другие органические вещества.

Комплексные исследования процессов выпаривания в контактных аппаратах были выполнены в Институте технической теплофизики АН УССР [237]. Результатом их явились разработка и внедрение в промышленность ряда новых сушильно-распылительных агрегатов. Принципы, положенные в основу

проектирования этих агрегатов, могут быть использованы для разработки выпарных аппаратов, концентрирующих минерализованные воды, и др.

Весьма перспективны при концентрировании растворов аппараты со встречными струями (рис. 8.1, м). Исследование и разработка таких аппаратов выполнены в Институте тепло- и массообмена АН БССР им. А. В. Лыкова. В результате выявлена высокая интенсивность процессов переноса тепла и массы во встречных струях и показано, что применение встречных струй позволяет создавать весьма эффективные контактные аппараты типа газ — жидкость.

Определенную перспективность, обусловленную повышенной интенсивностью процессов тепло- и массопереноса, имеют также контактные аппараты с трубой Вентури.

Во всех описанных выше аппаратах жидкость движется под действием гравитационных сил тяжести либо сил трения. В отдельных случаях (при нагреве и выпаривании вязких жидкостей) целесообразно для создания развитых поверхностей контакта фаз воздействовать на жидкость центробежной силой, возникающей при вращении ротора (рис. 8.1, л). Применяют также секционированные барботажные аппараты с мешалками, расположенными между секциями (рис. 8.1, к). Механическое перемешивание увеличивает продольное смешение, однако в секционированных аппаратах оно практически несущественно.

Аппарат для концентрирования жидкости при нагреве ее газом разработан в Институте технической теплофизики АН УССР [237]. Жидкость движется в виде пленки, покрывающей поверхность вращающихся дисков, а газы перемещаются перпендикулярно оси вращения. В таких аппаратах можно концентрировать жидкость вплоть до получения сухого продукта, который удаляется с поверхности с помощью специальных скребковых устройств.

Рассмотренные установки обладают следующими недостатками.

1. Для получения конденсата необходимы громоздкие конденсаторы, удельная поверхность нагрева которых составляет более $250 \text{ м}^2/\text{т}$ дистиллята. Поэтому во многих случаях парогазовая смесь выбрасывается в атмосферу.

2. Габариты контактного аппарата велики вследствие того, что сечение его должно рассчитываться на пропуск газов и образующихся паров.

Указанных недостатков частично лишены адиабатные выпарные установки с контактными теплообменниками.

В зависимости от условий горения и состава природного газа, в продуктах сгорания могут содержаться различные органические соединения, в том числе образующиеся в результате неполного сгорания. При контакте с раствором в него могут перейти некоторые из этих соединений. Не исключается также образование в продуктах сгорания высокомолекулярных орга-

нических соединений, в частности канцерогенного бензопилена, содержание которого в питьевой воде строго регламентировано. Исследования по определению качества воды и растворов, нагреваемых в контактных подогревателях с помощью продуктов сгорания [50, 238], показали, что такие характеристики, как содержание в воде кислорода, углекислоты и рН воды, после контактного подогрева существенно не изменились и остались в пределах требований санитарных норм.

На Краснодарской ТЭЦ проведены исследования опреснительной установки, в состав которой входит контактный аппарат, работающий на продуктах сгорания попутного газа и малосернистого мазута [218]. Опыты показали, что при контакте морской воды с продуктами сгорания газообразного топлива качество воды существенно не меняется. Концентрация углекислоты в рассоле повышается до 55—70 мг/кг, а содержание солей в растворе изменяется соответственно кратности упаривания. При сжигании мазута происходит нейтрализация щелочности исходной воды, степень которой зависит от количества сернистых соединений, содержащихся в топливе. В опытах с использованием малосернистого мазута щелочность подогретой морской воды снижалась до 1,2—2,8 мэкв/кг (рН=5,5—6,2). На основании проведенных исследований сделан вывод, что полученный дистиллят после дополнительной обработки можно использовать для подпитки паровых котлов тепловой электростанции.

Отходящие газы различных технологических агрегатов при использовании их в контактных аппаратах частично очищаются. При этом улучшается состояние воздушной среды. В установках замкнутого контура с контактными аппаратами газовые выбросы практически исключаются.

Несмотря на благоприятные условия концентрирования минерализованных вод в контактных аппаратах, работающих на продуктах сгорания и других загрязненных газах, необходимо постоянно уделять внимание учету санитарных требований, тем более, что этот вопрос пока остается практически малоизученным.

8.3. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ АДИАБАТНЫЕ ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ С КОНТАКТНЫМИ ТЕПЛООБМЕННИКАМИ

Эти установки могут работать по открытой (рис. 1.1, в) и замкнутой (рис. 8.2) схемам. В качестве греющего агента могут быть использованы продукты сгорания, горячий воздух, пар и т. п.

Установка с замкнутым газовым (воздушным) контуром (рис. 8.2) работает следующим образом. Циркулирующий по контуру газовый теплоноситель нагревается в трубчатом теплообменнике 1 и поступает в контактный аппарат 5. Контактный аппарат может быть реализован на одном из принципов, описанных в разделе 8.2. Газ с помощью газодувки 3 направляется в теплообменник 1. Нагретый раствор поступает в испарительную камеру 8 более низкого давления. Образовавшийся пар направляется в конденсатор 6 либо в следующий аппарат. Концентрированный раствор насосом 9 направляется на рецир-

куляцию и частично на последующую обработку. Кристаллы солей, выпадающие в испарительной камере и контактном теплообменнике, удаляются из нижней точки аппаратов. Сепарация капель, уносящихся с газом из контактной камеры, производится в циклоне 4, а сепарации пара — в жалюзийном сепараторе 7.

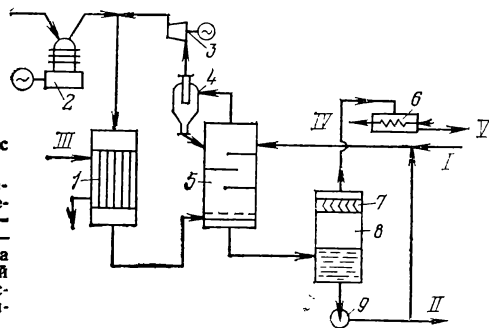


Рис. 8.2. Схема выпарной установки с замкнутым газовым контуром:

1 — теплообменник (головной подогреватель); 2 — компрессор для восполнения потерь газа; 3 — газодувка; 4 — циклон; 5 — контактный аппарат; 6 — конденсатор; 7 — сепаратор; 8 — камера испарения; 9 — насос; I — исходный раствор; II — концентрированный раствор; III — теплоноситель; IV — вторичный пар; V — дистиллят.

На территории Одесской ГРЭС работала опытно-промышленная одноступенчатая адиабатная установка ОТИХП с контактным теплообменником типа газ — жидкость, предназначенная для опреснения и концентрирования минерализованных вод и растворов [3]. Контактный аппарат представляет собой сварную колонну из стали 12X18H10T диаметром 0,45 м, высотой 4,1 м. Раствор поступает в верхнюю часть колонны и движется вниз, воздух движется снизу вверх. Нагретая жидкость из контактного аппарата поступает в испарительную камеру, в которой поддерживается вакуум. Испарительная камера представляет собой бак размером 0,5×0,5×1,5 м из листовой стали 12X18H10T толщиной 4 мм. В нижней части контактной камеры установлена распределительная решетка с проходным сечением 50%.

Опыты проводились при следующих условиях: а) испарение раствора в контактном аппарате при постоянной температуре и барботажном режиме; б) нагрев раствора в контактном теплообменнике при барботаже с последующим выпариванием раствора в адиабатном испарителе; в) нагрев раствора в колонне с сегментными тарелками при противоточном движении газа и жидкости; г) нагрев раствора в колонне с сегментными тарелками при противоточном движении газа и жидкости с последующим выпариванием в адиабатном испарителе.

В опытах были использованы водопроводная и морская вода, растворы NaCl; NaCl+CaSO₄; NaCl+Na₂SO₄+CaSO₄; NaCl+CaCl₂+KCl+CaSO₄; NaCl+MgCl₂+MgSO₄+CaSO₄+Ca(HCO₃)₂+CaCO₃, а также сточные воды Запорожского титано-магниевого комбината и рассолы, полученные путем концентрирования этих вод на электродиализной установке Всесоюзного института титана (г. Запорожье).

При концентрации раствора NaCl до 275—285 г/л наблюдалось образование кристаллов соли, осаждавшихся в нижней части контактного теплообменника. Температура и скорость жидкости в этом месте были наименьшими. Смесь раствора и кристаллов легко отводилась из нижней части аппарата.

В процессе эксплуатации установка работала устойчиво; легко осуществлялись ее пуск, остановка и регулирование. После окончания опытов были вскрыты для осмотра основные элементы установки и трубопроводы. Обнаружено, что кристаллы солей, образующихся при изменении температуры и концентрации раствора, не оседали на стенках аппаратов и трубопроводов, а находились во взвешенном состоянии.

При длительном простое установки частицы гипса и других солей с отрицательной растворимостью оседают как в нижней части колонны, так и в нижней части трубопровода раствора, соединяющего колонну и испаритель. Однако слой отложений легко вспучивался и удалялся при промывке водой.

Визуальный осмотр всех элементов показал также, что коррозия аппаратов и трубопроводов при работе с растворами NaCl и со сложными растворами, не содержащими CaCl_2 , отсутствовала. При работе с растворами, в которых содержался CaCl_2 , на отдельных элементах обнаружены следы равномерной коррозии (другие компоненты раствора несколько пассивировали поверхность металла).

Конструкции переточного и сепарационного устройств камеры адиабатного испарения обеспечили получение дистиллята высокого качества, с содержанием солей 15—40 мг/л.

Одним из основных элементов рассмотренных установок — теплообменный аппарат типа газ — жидкость. Наиболее простым и надежным является барботажный аппарат. Однако в режиме барботажа не удается обеспечить достаточно высокий объемный коэффициент теплопередачи. Низок и коэффициент использования тепла горячего воздуха, так как аппарат работает в режиме полного перемешивания и, следовательно, температура выходящего воздуха близка к температуре нагрева жидкости. Применение насадочных устройств увеличивает поверхность контакта фаз и существенно повышает коэффициент использования энергии горячего воздуха.

Важной характеристикой выпарных установок является степень предельного концентрирования раствора: отношение максимальной концентрации к начальной при нормальной работе установки.

Опыты, проведенные на установке, смонтированной на Одесской ГРЭС, показали, что в адиабатных испарителях с газовым теплоносителем осуществляется предельное концентрирование вплоть до состояния кристаллизации. При концентрации раствора NaCl до 275—285 г/л происходит кристаллизация раствора в испарителе.

Опыты по выпариванию двухкомпонентного концентрированного раствора, содержащего NaCl и CaSO_4 при концентрации сульфата кальция, более чем в 4 раза превышающей растворимость, показали, что CaSO_4 в вязком растворе находится в виде очень малых частиц. Длительность их осаждения больше времени пребывания раствора в установке, так что они практически не осаждаются в элементах оборудования.

На опытной установке ОТИХП проводились исследования по концентрированию сточных минерализованных вод Запорожского титано-магниевого комбината (ЗТМК). Концентрированию подвергались осветленные стоки и рассол, полученный из

этих стоков при концентрировании на электродиализной установке Всесоюзного института титана (г. Запорожье). В результате экспериментов из осветленных стоков получен концентрат, содержащий около 320 г/л CaCl_2 , а из рассола — растворы концентрации 350, 520 и 720 г/л. Предельное концентрирование осуществлялось вплоть до состояния кристаллизации и одновременно с кристаллизацией (при охлаждении раствора концентрации 720 г/л). Кристаллы, образующиеся в процессе концентрирования растворов малорастворимых солей CaCO_3 и CaSO_4 , имеют небольшие размеры и не мешают нормальной работе установки.

Необходимо отметить, что несмотря на большое разнообразие типов контактных теплообменных аппаратов и широкое использование их в различных отраслях промышленности, опыт их применения для выпаривания ограничен. Одноступенчатые контактные выпарные аппараты просты по конструкции, обеспечивают выпаривание растворов до высоких конечных концентраций без отложений на поверхностях нагрева, однако их существенным недостатком являются большие удельные энергетические затраты. Поэтому целесообразно использовать эти аппараты в установках небольшой производительности и при наличии дешевого топлива.

Стоимость предельного концентрирования минерализованных вод и растворов в различных одноступенчатых контактных аппаратах составляет 2,5—4,0 руб на 1 т испаренной воды [2, 239].

Для концентрирования сточных вод и растворов в больших масштабах необходимо разработать многоступенчатые установки с уменьшенным расходом тепла.

8.4. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ С ГИДРОФОБНЫМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Одна из попыток повышения эффективности опреснения вод и концентрирования растворов связана с созданием многоступенчатых установок, в которых раствор нагревается или испаряется при контакте с жидким гидрофобным теплоносителем [226]. В качестве таких теплоносителей можно использовать жидкий парафин, минеральные масла, силиконы и др.

В настоящее время изучаются несколько схем установок с гидрофобным теплоносителем.

1. Установки, в которых конденсация образующихся паров осуществляется в конденсаторах, охлаждаемых потоком пресной воды, тепло которой передается с помощью гидрофобного теплоносителя потоку жидкости. Такие установки предложены П. Томасом и описаны, в частности, в его авторском свидетельстве [240].

2. Установки, в которых конденсация образующихся паров осуществляется на струях конденсата, тепло которого затем передается с помощью гидрофобного теплоносителя потоку минерализованной воды. Такие установки предложены Д. Отмером [241] и описаны в работе [226].

3. Установки с рециркулирующим потоком теплоносителя, предложенные Е. Д. Мальцевым, С. Вилке и др. [226, 242].

4. Установки прямоточного контактного выпаривания [243, 244].

Все эти установки (их схемы описаны в литературе [2]) характеризуются

отсутствием отложений на поверхности нагрева, уменьшением коррозии оборудования, снижением капитальных затрат, а также возможностью увеличения температурного напора, что способствует повышению энергетической эффективности процессов выпаривания.

В прямоточных контактных выпарных установках, кроме трудностей, характерных для контактных теплообменников типа жидкость — жидкость, возникают еще и дополнительные: необходимость в добавочных разделительных аппаратах; трудность испарения раствора (воды) в смеси с гидрофобным теплоносителем; недостаточно интенсивная конденсация водяного пара на струях и каплях гидрофобной жидкости; возможность расслоения жидкостей в различных элементах установки, например в головном подогревателе; повышенная концентрация теплоносителя в дистилляте вследствие увеличенного времени их контакта (дистиллят, полученный на опытно-промышленной установке, пригоден только для технического водоснабжения). Испытания на водах Каспийского моря опытно-промышленной установки прямоточного контактного выпаривания производительностью 5 м³/ч по дистилляту показали [243], что удельный расход тепла составил приблизительно 1000 кДж/кг. Морская вода концентрировалась до 125—250 г/л, а в отдельных случаях — до 500 г/л.

Во ВНИПИ ЧЕРМЕТЭНЕРГООЧИСТКА и в Одесском политехническом институте разрабатывались установки адиабатного испарения с гидрофобным теплоносителем [244]. Достоинство схемы — простота, отсутствие контактного теплообменника «дистиллят — гидрофобный теплоноситель». Недостатки схемы — большие поверхности нагрева конденсаторов и значительные расходы электроэнергии на перекачку гидрофобного теплоносителя (вязкого парафина) в трубах конденсаторов. В ступенях адиабатного испарения можно осуществить частично кристаллизацию солей и вывод их из установки. На основе этой схемы разработана промышленная установка концентрирования соленых вод для металлургического завода.

Несмотря на определенную перспективность, установки с гидрофобным жидким теплоносителем обладают следующими недостатками.

1. Необходимо использование большого количества гидрофобной жидкости (органические теплоносители, парафин и т. п.), что требует увеличения масштабов производства этих теплоносителей и усложняется эксплуатация промышленных установок.

2. Затруднена сепарация теплоносителя от раствора и дистиллята, вследствие чего ухудшается качество продукции и усложняется оборудование установки.

3. Затруднена сепарация кристаллов солей и других твердых частиц от вязкого теплоносителя, вследствие чего он засоряется.

4. Велики потери температурного напора в контактных нагревателях жидкость — жидкость и низка термодинамическая эффективность вследствие возникновения продольных конвективных токов жидкости. При температурном напоре 80—100 °С снижение температуры на 20—30 град повышает расход энергии на опреснение не менее чем на 25—30%.

5. Низка интенсивность теплообмена вследствие малых относительных скоростей движения жидкостей под действием архимедовых сил (до 0,15 м/с) и низкой теплопроводности гидрофобных жидкостей ($\lambda = 0,125—0,14$ Вт/(м·К)). Удельные объемные потоки тепла в таких аппаратах составляют, по данным различных исследователей, 70—1400 кДж/(м³·К).

6. Велики потери на перекачивание гидрофобного теплоносителя, что связано с повышенным удельным расходом гидрофобного теплоносителя на единицу производительности установки по дистилляту ф. Величина ф равна:

$$\varphi = S_r / \sum W \quad (8.1)$$

$$\text{где } S_r = S^* \frac{c''' \Delta \theta_B}{c_r \Delta \theta_r}; \quad \sum W = \frac{c''' \Delta \theta S^*}{r}.$$

Здесь S_r , S^* — расходы гидрофобного теплоносителя и раствора на испарение; c''' , c_r — теплоемкости раствора и гидрофобного теплоносителя; $\Delta \theta$ —

ность температур раствора перед испарением и в последней ступени; $\Delta\theta_r$, $\Delta\theta_b$ — разности температур соответственно гидрофобного теплоносителя и раствора на входе в теплообменник и выходе из него.

Подставляя, получим:

$$\varphi = \frac{r}{c_r \Delta\theta} \cdot \frac{\Delta\theta_b}{\Delta\theta_r} \quad (8.2)$$

Расчеты по уравнению (8.2) показывают, что φ во многих случаях больше 30.

7. Велики сечения трубопроводов и других элементов, в которых движется гидрофобный теплоноситель, вследствие больших φ . Это связано в основном с относительно малыми теплоемкостями теплоносителей. Увеличение диаметров трубопроводов для гидрофобного теплоносителя по сравнению с диаметром трубопроводов для раствора можно оценить по соотношению

$$\frac{d_r}{d_b} = \sqrt{\frac{\omega_b c'' \Delta\theta_b}{\omega_r c_r \Delta\theta_r}} \quad (8.3)$$

где d_r , d_b — диаметры трубопроводов соответственно для гидрофобного теплоносителя и для раствора (воды); ω_r , ω_b — скорости течения в трубах соответственно гидрофобного теплоносителя и раствора (воды).

На основе формулы (8.3) можно оценить величину d_r/d_b , которая во многих случаях превышает 2—3.

Для устранения ограничения, накладываемого малой разностью плотностей, в качестве промежуточного теплоносителя предложено использовать вместо жидких капель твердые частицы, например минеральные или металлические [242]. Увеличение интенсивности теплообмена при использовании частиц объясняется в основном более высокой скоростью движения частиц относительно жидкости вследствие большей разности плотностей этих сред, а также более высокой теплопроводностью частиц. Кроме того, твердые частицы не слипаются друг с другом.

Для установок, в которых в качестве теплоносителя используются твердые частицы, характерны следующие недостатки: эрозия элементов оборудования при взаимодействии с частицами теплоносителя; трудности транспортировки, подачи и выгрузки твердых частиц под давлением и под вакуумом без нарушения герметичности; необходимость очистки частиц от образовавшихся на их поверхности отложений; сложность эксплуатации.

Проведенные работы показали, что установки с жидкими и твердыми гидрофобными теплоносителями могут оказаться эффективными при выпаривании растворов до высоких концентраций без отложений на поверхностях нагрева. Затраты энергии в этих установках в будущем могут составить порядка 550 кДж/кг испаренной воды и менее. Однако разработка их находится пока на стадии лабораторных и опытно-промышленных экспериментов.

8.5. ВЫПАРНЫЕ УСТАНОВКИ С ГАЗОВЫМ ЗАМКНУТЫМ КОНТУРОМ

Многоступенчатые установки с газовым теплоносителем могут работать по разным схемам. Контактный теплообменник типа газ — жидкость используется для подогрева раствора с последующим концентрированием его в установке адиабатного испарения, где охлаждение конденсаторов осуществляется дистиллятом или другими теплоносителями без образования накипи на поверхностях нагрева [2]. В таких установках раствор не контактирует с поверхностями теплообмена, поэтому существенно повышается степень концентрирования раствора без отложения на теплопередающих поверхностях. Применение регенерации обеспечивает достаточно высокие энергетические показатели.

На рис. 8.3 приведены две схемы таких установок. В схеме на рис. 8.3, *а* энергия дистиллята, нагретого в конденсаторах 2, передается газу (воздуху) в теплообменнике 5. Газ из теплообменника 5 направляется в нагреватель 8, а затем в контактный теплообменник 1, охлаждается в нем и воздуходувкой 9 подается в теплообменник 5. В процессе эксплуатации осуществля-

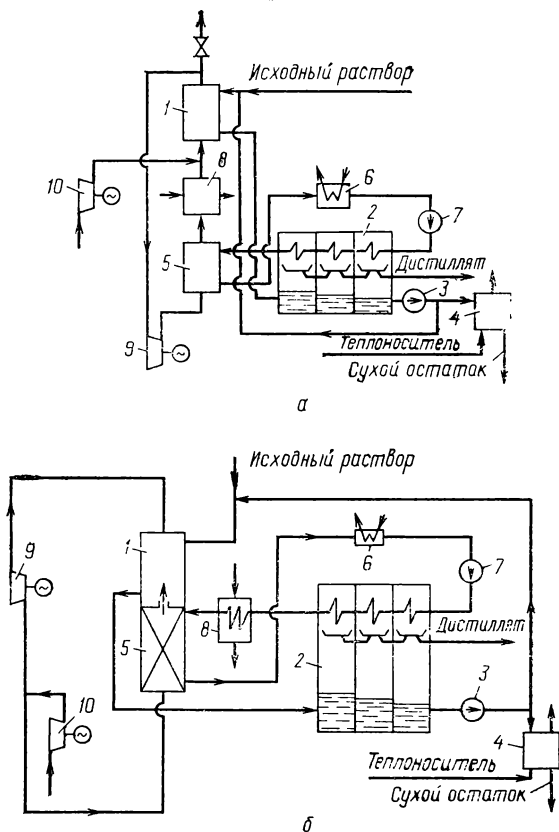


Рис. 8.3. Схемы выпарной установки с газовым контуром:

а — с подводом тепла к газу; *б* — с подводом тепла к жидкому теплоносителю (дистилляту); 1 — контактный теплообменник; 2 — ступени испарения; 3 — насос для перекачивания раствора; 4 — установка выделения сухого остатка; 5 — теплообменник; 6 — охладитель; 7 — насос дистиллята; 8 — головной подогреватель; 9 — газодувка; 10 — компрессор для компенсации потерь газа.

ются непрерывная продувка контура и подача соответствующего количества газа компрессором 10. В качестве нагревателя 8 может быть использован поверхностный либо контактный аппарат. В последнем случае для поддержания постоянного состава газа в замкнутом контуре увеличивается продувка и, соответственно, мощность компрессора 10. Теплообменник 5 также может быть поверхностным или контактным. В последнем случае часть дистиллята испаряется в газ в контактном охладителе

дистиллята 5. Это приводит к потере дистиллята и необходимости его восполнения в контуре путем соответствующего увеличения производительности установки по испаренной воде. Однако при этом снижается расход газа и, соответственно, электроэнергии, так как для подогрева раствора используется тепло конденсации пара из влажного газа.

Схема на рис. 8.3, б отличается тем, что энергия в головном подогревателе подводится к дистилляту. Габариты головного подогревателя при этом уменьшаются, однако увеличивается количество тепла, передаваемого в теплообменнике 5, и возрастают его габариты. Если теплообменник 5 контактный, то аппараты 1 и 5 конструктивно компонуются в одну общую колонну с разделительной перегородкой, через которую проходит газ. Рассмотренные установки содержат элементы, широко используемые в различных отраслях техники.

Для последних ступеней испарения и установок небольшой производительности можно применять воздушное охлаждение

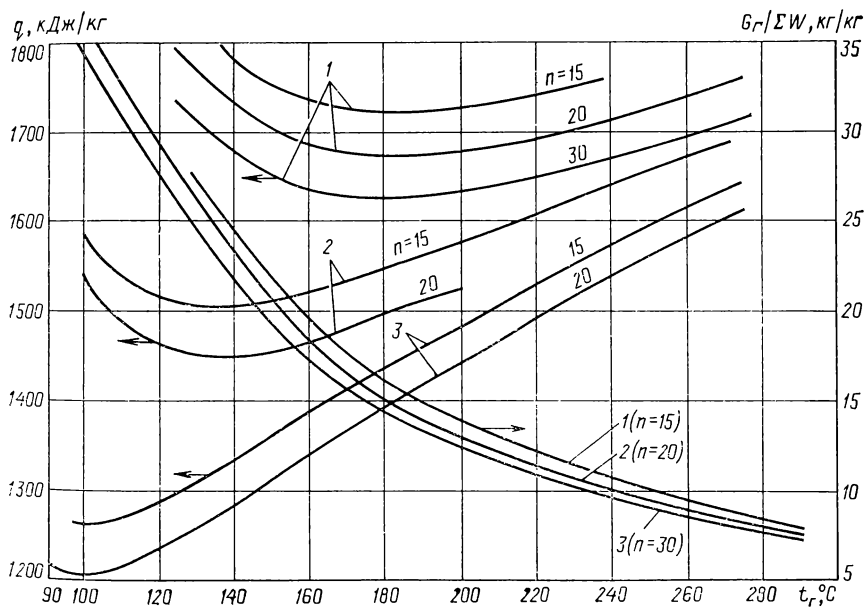


Рис. 8.4. Зависимости удельного расхода тепла q и удельного расхода газа в контуре $G_r/\Sigma W$ от температуры нагрева газа t_r при различных температурных депрессиях Δ (град) и числа ступеней n :

1 — $\Delta=14$; 2 — 7,2; 3 — 0.

конденсаторов, особенно при дефиците охлаждающей воды. Нагретый воздух можно использовать для отопления, кондиционирования, сушки и других целей. Ниже приведены результаты определения некоторых параметров и технико-экономических показателей установок, работающих по схемам на рис. 8.3.

На рис. 8.4 приведены зависимости удельного расхода тепла $q=Q/\Sigma W$ и удельного расхода газа в контуре $g=G_r/\Sigma W$ от определяющих факторов. Графики построены для случая концентрирования раствора CaCl_2 на основе расчетов, выполненных В. А. Горневым. Повышение температуры газа (воздуха) на входе в контактный подогреватель раствора приводит к увеличению температуры раствора перед испарением, однако при этом увеличивается

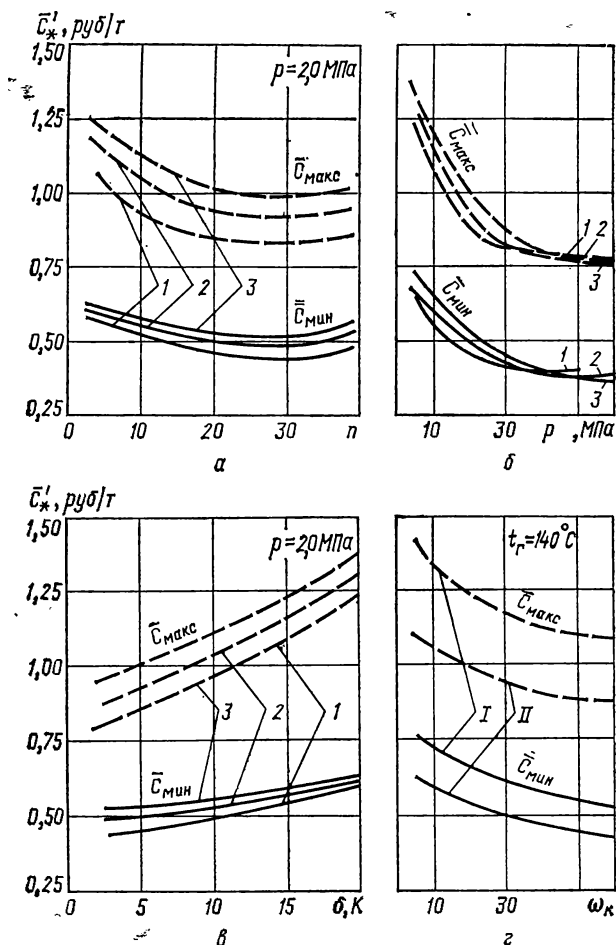


Рис. 8.5. Зависимость удельных расчетных затрат \bar{c}'_* на концентрирование от определяющих факторов:

1 — $t_r = 120^\circ \text{C}$; 2 — 140°C ; 3 — 160°C ; I — $p = 1.0 \text{ МПа}$; II — 2.0 МПа .

недогрев раствора (разность между температурами горячего газа и раствора). Поэтому существует оптимальная температура газа, при которой удельный расход тепла минимален. При повышении давления газа в контуре существенно снижается величина q .

На рис. 8.5 приведены зависимости удельных расчетных затрат $\bar{c}'_* = \bar{c}/(S_0 T^*)$ от числа ступеней испарения, давления, недогрева воздуха δ в аппарате типа дистиллят — воздух, температуры газа t_r и степени концентрирования раствора ω . Сплошные линии построены при минимальных стоимостях топлива, энергии и оборудования, пунктирные — при максимальных.

При повышении давления в контуре значения \bar{C}' снижаются, причем с ростом t_r более интенсивно. Для снижения \bar{C}' необходимо одновременно повышать температуру t_r и давление газа. С повышением недогрева δ величина \bar{C}' возрастает, особенно при увеличении стоимостных показателей.

Из графиков на рис. 8.9, г видно, что с ростом степени концентрирования ω при прочих равных условиях существенно снижаются удельные расчетные затраты. Так, например, на установке деминерализации шахтных вод при повышении ω от 6—9 (максимальные значения, соответствующие поверхностным МВУ и УМИ) до 15—25 расчетные затраты на деминерализацию снизятся на 15—20%.

Результаты предварительных экспериментальных и теоретических исследований показывают, что можно создать установки предельного концентрирования (вплоть до состояния кристаллизации) с газовым теплоносителем, в которых раствор не контактирует с поверхностью нагрева. Стоимость концентрирования составит ориентировочно 0,9—1,4 руб. на 1 т испаренной воды.

8.6. ГИГРОСКОПИЧЕСКИЕ ИСПАРИТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В этих установках испарение раствора осуществляется в поток газа (например воздуха), насыщаемого при этом водяными парами. При последующем охлаждении влажного газа пары конденсируются с выделением дистиллята.

Гигроскопические испарительные установки могут быть одно- и многоступенчатыми [56, 228—230]. На рис. 8.6 представлена одна из возможных схем многоступенчатых установок [228]. Испарение раствора осуществляется в камере 1. Конденсация паров из воздуха, перекачиваемого вентилятором 2, осуществляется на поверхностях 3. Особенность этой установки в том, что камера 1 раз делена на несколько секций (ступеней), расход газа через которые регулируется с помощью перепускных устройств 4. Достоинствами таких установок являются простота конструкции, надежность, отсут-

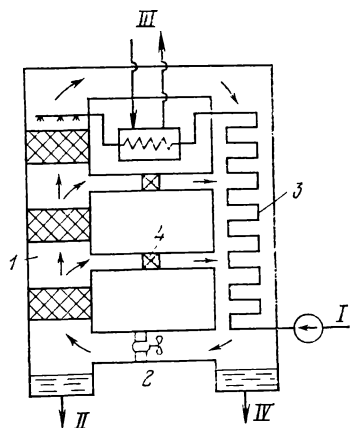
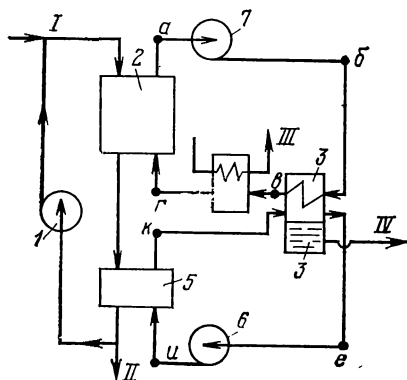


Рис. 8.6. Схема многоступенчатого гигроскопического испарителя:

I — исходный раствор; II — концентрированный раствор; III — теплоноситель; IV — дистиллят.

ствии вакуумного оборудования, возможность использования бросового, низкопотенциального тепла, а также существенное уменьшение отложений на поверхностях теплообмена, так как раствор контактирует только с поверхностью нагрева головного подогревателя. Однако гигроскопические испарители (ГИ) не получили распространения в промышленности. Это обусловлено их низкой энергетической эффективностью, наличием повер-

ностных нагревателей раствора, невысокой степенью извлечения пресной воды (и соответственно малой степенью концентрирования раствора), низкой единичной производительностью. Перечисленные недостатки существенно сужают область возможного применения ГИ. Необходимы исследования с целью повышения их энергетической эффективности и увеличения степени концентрирования растворов.



Одна из возможных схем гигроскопического испарителя без отложений на поверхностях теплообмена приведена на рис. 8.7. Исходный раствор после смешения с рециркулирующим раствором с помощью насоса 1 направляется в контактный аппарат 2, где нагревается при непосредственном контакте с газом, предварительно нагретым в конденсаторе 3 и головном подогревателе 4. Нагретый раствор испаряется затем в испарителе 5, а кон-

Рис. 8.7. Схема гигроскопического испарителя без контакта раствора с поверхностью теплообмена: I — исходный раствор; II — концентрированный раствор; III — теплоноситель; IV — дистиллят.

центрированный раствор частично подается на рециркуляцию. Насыщенный газ после испарителя охлаждается в конденсаторе 3; образующийся при этом дистиллят выводится из установки. В схеме предусмотрены также газодувки 6 и 7. Раствор не контактирует с поверхностями теплообмена, поэтому можно существенно повысить степень концентрирования его.

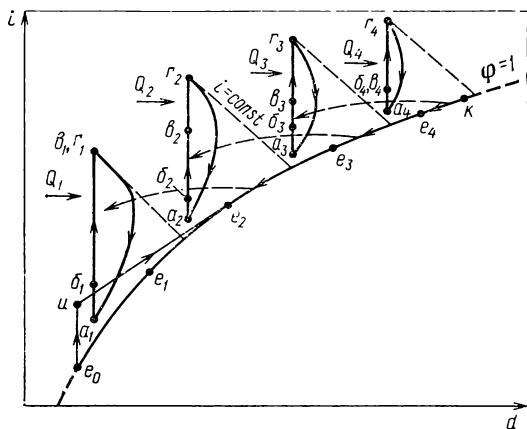


Рис. 8.8. Цикл многоступенчатого гигроскопического испарителя в $i-d$ диаграмме.

На рис. 8.8 в $i-d$ диаграмме изображены циклы изменений состояния газа, циркулирующего в обоих контурах многоступенчатого ГИ с контактными аппаратами. Буквами обозначены соответствующие точки процессов. Термодинамическая эффективность такой установки невысока, что объясняется большими температурными перепадами в контактном аппарате 2. По-

вышение эффективности установки возможно при уменьшении температурного перепада в ступени и увеличении числа ступеней. Раствор последовательно проходит все ступени нагрева и подается в испаритель, где насыщает газ (процесс $u - \kappa$), циркулирующий по замкнутому контуру испаритель — регенераторы — охладитель — газодувка. Охлаждение насыщенного водяными парами газа и получение дистиллята (процессы $k - e_4, e_4 - e_3, e_3 - e_2, e_2 - e_1, e_1 - e_0$) осуществляется в основном при регенеративном нагреве газа, циркулирующего в контуре нагрева. На некоторых ступенях необходим дополнительный нагрев газа (процессы $\vartheta - \varepsilon$). Участки $a - b$ и $e_0 - u$ соответствуют процессам сжатия газа для преодоления гидравлического сопротивления тракта.

Энергетические затраты в многоступенчатых ГИ с контактными аппаратами существенно зависят от давления в установке, числа ступеней, температуры нагрева воздуха. Предварительные расчеты показали, что удельный расход электроэнергии на перекачку газа и раствора составляет 10—50 кВт·ч/т дистиллята, расход тепла — 300—800 кДж/кг, удельный расход воздуха 1—3 т/т, концентрация выходящего рассола — 200—300 г/л и выше, вплоть до состояния насыщения. Гигроскопические испарители могут оказаться весьма эффективными не только для опреснения соленых вод, но и для концентрирования растворов, например промышленных сточных вод, до высоких концентраций с выделением из них ценных веществ.

8.7. РАСЧЕТ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК С КОНТАКТНЫМИ АППАРАТАМИ

Расчет производится на основе совместного решения уравнений, описывающих основные элементы выпарной установки, и соответствующих уравнений связей. Методики расчета контактных теплообменников разрабатываются для случаев, когда аппарат рассматривается как объект с сосредоточенными параметрами (идеальное перемешивание) и распределенными параметрами — с учетом изменения параметров по высоте (длине) аппарата. В ряде методик используется $I-d$ диаграмма.

Система уравнений контактного теплообменника в статике содержит, во-первых, уравнения сохранения массы:

$$\text{раствора} \quad S' + G(1 + x') = S'' + G(1 + x'') + S_k \quad (8.4)$$

$$\text{воды} \quad S'(1 - b') + Gx' = S''(1 - b'') + Gx'' \quad (8.5)$$

$$\text{водяных паров} \quad W = S'(1 - b') - S''(1 - b'') = G(x'' - x') \quad (8.6)$$

$$\text{растворенных веществ} \quad S'b' = S''b'' + S_k \quad (8.7)$$

во-вторых, уравнение энергетического баланса:

$$G(c_p' t_p' + x' i') + S' c \theta' = G(c_p'' t_p'' + x'' i'') + S'' c \theta'' + S_k c_k \theta_k + Q_{\text{п}} \quad (8.8)$$

в-третьих, уравнения переноса тепла и массы (3.12) и (3.13) либо дифференциальные соотношения (3.4), (3.5) и (3.8). Если

содержанием растворенных веществ пренебрегают, то $b' = b''$ и $S_k = 0$.

Систему уравнений контактного теплообменника дополняют соотношениями для расчета коэффициентов тепло- и массообмена, например уравнением (3.59).

Процесс тепло- и массообмена в противоточном аппарате постоянного поперечного сечения при непосредственном контакте газа и раствора описывается системой дифференциальных уравнений [46] типа:

$$\frac{d\theta}{dH} = \frac{af}{Sc} [\alpha(\theta - t_r) + r\beta_x(x'' - x')] \quad (8.9)$$

$$\frac{dt_r}{dH} = \frac{af}{Gc_r} (\theta - t_r) [\alpha - c_n\beta_x(x'' - x')] \quad (8.10)$$

$$\frac{dx}{dH} = \frac{af}{G} \beta_x(x'' - x') \quad (8.11)$$

Систему уравнений (8.9)—(8.11) дополняют уравнением

$$x_\theta = 0,622 \frac{P''(\theta)}{P - P''(\theta)} \quad (8.12)$$

и уравнениями, связывающими α и β_x с определяющими их параметрами. Ввиду нелинейности уравнений системы интегрирование ее осуществляется численными методами.

В качестве примера рассмотрим расчет однозонного барботажного аппарата типа газ — раствор. Заданы: начальный расход раствора S' , температуры газа t_r' , t_r'' и жидкости θ' , θ'' соответственно на входе и выходе, давление P , начальное влагосодержание газа x' , скорость газа w_r . Необходимо определить конструктивные и режимные параметры аппарата (высоту газо-жидкостного слоя, диаметр, необходимый расход газа G и его конечное влагосодержание x'' и др.).

Высоту газо-жидкостного слоя определяют по соотношению

$$H = F/(fa) \quad (8.13)$$

где F , f , a — площади соответственно поверхности взаимодействия, поперечного сечения аппарата и удельная поверхность контакта.

Величина F равна:

$$F = Q/(K_F \Delta t_{cp}) \quad (8.14)$$

где K_F — поверхностный коэффициент теплопередачи с учетом массообмена:

$$K_F = \alpha_F + \beta_F \frac{\Delta x_{cp}}{\Delta t_{cp}} r$$

Коэффициенты α_F и β_F можно рассчитать на основе известных соотношений, приведенных в работах [46—51].

Для барботажных аппаратов ввиду трудности определения поверхности контакта часто искомой величиной является объем газо-жидкостного слоя. В этом случае применяют коэффициенты K_v , полученные по формуле (3.58), или q_v . Можно, в частности, использовать соотношение и графики, приведенные в разделе 3.7.

Величину Q определяют как разность энтальпий воздуха на входе в аппарат и выходе из него.

Расход газа G находят по уравнению (8.8) с учетом соотношения (8.6). Это уравнение необходимо дополнить соотношением

$$x'' = 0,622 \frac{P''\varphi''}{P - P''\varphi''} \quad (8.15)$$

Величину P'' определяют в соответствии с t'' по кривой насыщения. Определение φ'' производится с использованием метода итерации. Для этого строят графическую зависимость

$$y = \varphi_3'' - \varphi'' = f(\varphi_3'')$$

где φ_3'' — задаваемая величина конечной влажности ($0 \leq \varphi_3'' \leq 1$); φ'' — конечная влажность, вычисленная по уравнению (8.15) с подстановкой неизвестного значения x'' из совмещенных уравнений (3.13) и (8.6), в которые подставляется F из соотношения (8.14). В точке пересечения кривой с абсциссой определяется искомая величина φ'' ; на основе соотношения (8.15) вычисляется x'' .

Сечение аппарата находят на основе уравнения неразрывности потока

$$f = G/(\rho_r \omega_r)$$

Удельная поверхность равна:

$$a = 6\varphi_r/d_{\Pi} \quad (8.16)$$

где φ_r — газосодержание слоя, вычисляемое по соотношению [48]:

$$\varphi_r = 1 - \exp \left[- \frac{0,2 (\omega_r/\omega_0) (\rho''/\rho_r)^{0,3}}{1 + 0,00875 (\omega_r/\omega_0)^{0,95} (\rho''/\rho_r)^{0,75}} \right] \quad (8.17)$$

В соотношениях (8.16) и (8.17) введены следующие обозначения [48]:

d_{Π} — диаметр пузыря:

$$d_{\Pi} = 3,64r_0 \left(\frac{\sigma_{ж}}{4r_0 \rho'' g} \right)^{1/3}$$

(где $\sigma_{ж}$ — поверхностное натяжение жидкости), ω_0 — скорость всплытия пузыря:

$$\omega_0 = \left(\frac{4\sigma_{ж}^2 g}{12\pi\mu\rho_r} \cdot \frac{\rho_r}{\rho'''} \right)^{1/6}$$

r_0 — радиус отверстия истечения.

В контактных теплообменниках типа газ — жидкость различают следующие зоны: зону конденсации пара из парогазовой смеси, зону испарения жидкости и зону динамического равновесия, в которой температура жидкости достигает максимального значения (температуры мокрого термометра). Важное значение при построении расчетных методик является определение границ этих зон. Для расчета аппаратов, в которых существует несколько зон, используются графические или графоаналитические методы решения [50]. Они недостаточно увязаны с расчетом тепло- и массопереноса в контактных аппаратах, поэтому неэффективны.

Глава 9

Анализ режимов работы действующих выпарных установок

9.1. ЗАДАЧА ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМОВ И ЦЕЛЕВЫЕ ФУНКЦИИ

При эксплуатации выпарных установок меняются параметры исходного раствора и теплоносителя, нагрузки потребителей и многие другие факторы, определяющие процесс выпаривания. В этих условиях необходимо обеспечить наиболее эффективный режим работы установки.

При анализе режимов работы выпарных установок с целью их оптимизации изучают влияние различных воздействий на критерий эффективности и определяют значения управляющих воздействий, обеспечивающих оптимальный режим с учетом ограничений.

В качестве критериев оптимальности режимов работы выпарных установок могут использоваться производительность по конечному продукту S_K или по испаренной воде ΣW , себестоимость готового продукта C , себестоимость процесса выпаривания C_1 , доход производства Π и др. При этом задачей оптимизации является обеспечение условий:

$$\max S_K = \max \frac{b_0}{b_K - b_0} \sum W; \tag{9.1}$$

$$\max \sum W; \quad \min C = \min C_1; \quad \max \Pi = \max (\Pi - C) S_K$$

где Π — цена готового продукта. Себестоимость продукта и процесса выпаривания приблизительно определяется соотношениями (5.73) и (5.74).

Можно показать [163], что задачу оптимизации режимов работы выпарной установки можно свести к задаче отыскания экстремума следующего параметрического критерия:

$$z(\beta) = \max [\beta \Pi - (1 - \beta) C] S_k \quad (9.2)$$

Подставляя в соотношение (9.2) соответствующее значение параметра β при фиксированном Π или S_k , получим условия (9.1) в виде:

$$\max S_k = \frac{1}{\Pi} Z(1) \quad (9.3)$$

$$\min C = -\frac{1}{S_k} Z(0) \quad (9.4)$$

$$\max \Pi = 2Z(1/2) \quad (9.5)$$

В каждом конкретном случае могут использоваться те или иные критерии оптимальности; их выбор является специальной технико-экономической задачей, решение которой производится с учетом специфики данного производства.

Для установок выпаривания термически нестойких растворов при условии, что стоимость сырья или готового продукта значительно превышает эксплуатационные расходы, критерием оптимальности может служить соотношение (9.3). Однако необходимо выполнить тщательный анализ целевой функции, так как может оказаться, что работа установки при повышенной производительности неэкономична вследствие чрезмерного возрастания одного из компонентов затрат. В этом случае при заданной производительности в качестве критерия оптимальности можно использовать себестоимость готового продукта. Если она совпадает с себестоимостью процесса выпаривания, то условием оптимальности может быть соотношение (9.4). Одним из важнейших критериев оптимизации является доход, определяемый по соотношению (9.5).

На основе соотношений (9.2), (5.73) и (5.74) можно составить блок-схему алгоритма определения критериев оптимальности режимов работы МВУ. В качестве статической модели функционирования можно использовать систему уравнений объекта (6.6)—(6.8), а в качестве системы ограничений — неравенства:

$$\theta_1 < t_{п1} < t_{п\max}; \quad \theta_2 < \theta_1 < t_{п1}; \dots; \quad \theta_{n-1} > \theta_n > t_k;$$

$$h_i^{\min} < h_i < h_i^{\max}; \quad 0 \leq D_1 \leq D_1^{\max}; \dots; \quad 0 < D_{ж} < D_{ж\max} \text{ и др.}$$

Оптимальные режимные параметры действующей установки можно определять также на основе математической модели, получаемой из модели, предназначенной для оптимизации параметров выпарной установки при проектировании. При этом

модель существенно упрощается, уменьшается число оптимизируемых переменных. Действительно, для работающей установки $k' = \text{const}$, $\Delta C_* = \min \mathcal{E}'$ [см. соотношения (5.73)]. Оптимизируются лишь переменные, влияющие на \mathcal{E}' . Обычно модель для оценки режимных параметров действующей выпарной установки составляется непосредственно для решения этой задачи.

При эксплуатации возникают задачи оценки управлений при статистическом характере возмущающих воздействий и целевых функций. В этом случае модель оптимизации режимных параметров действующей выпарной установки может отличаться от полученной из модели оптимизации параметров при проектировании. Однако принципиально возможно (а зачастую и необходимо) оценить параметры установки при проектировании с учетом указанного статистического характера внешних и внутренних возмущений. В этом случае модель оптимизации режимов можно получить указанным способом из модели определения параметров при проектировании.

Целесообразно рассмотреть вопрос: почему необходимо определять оптимальные режимные параметры действующей установки, если при проектировании определены ее оптимальные параметры? Ответить на него можно следующим образом.

1. Величины оптимальных режимных параметров в условиях эксплуатации меняются при различных ситуациях. При проектировании установки не удастся учесть эти изменения в необходимой мере. 2. Параметры, задаваемые и определяемые при проектировании, в условиях эксплуатации зачастую не выдерживаются. Например, условия теплопередачи действующей установки отличаются от принимаемых при проектировании.

Величины критериев S_k , C , C_1 , P определяются управляющими воздействиями. Необходимо оценить влияние допустимых воздействий на критерии и определить оптимальные значения управляющих воздействий. Первая задача сводится к расчету статических характеристик, связывающих входные переменные объекта с выходными; она может решаться с помощью описанного в гл. 1 алгоритма АРСХ. В данном случае выходными переменными объекта являются критерии оптимальности. Вторую задачу, так же как и задачу определения оптимальных параметров установки при проектировании, можно интерпретировать как задачу нелинейного математического программирования. При этом можно использовать алгоритмы оптимизации параметров установки при проектировании.

Для получения зависимостей между управляющими воздействиями и критериями оптимальности необходимо алгоритм расчета критериев оптимальности (АРКО) дополнить алгоритмом АРСХ, связывающим входные переменные объекта с W_1, W_2, \dots, W_n и с другими переменными (см. рис. 1.2). Для определения оптимальных управляющих воздействий при эксплуатации можно использовать алгоритм АО, блок-схема которого также приведена на рис. 1.2.

9.2. УПРАВЛЯЮЩИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Значения критериев S_R , C , C_1 , P определяются управляющими воздействиями (независимыми переменными), изменение которых в рабочем интервале приводит к существенному изменению критериев оптимальности. Например, при увеличении расхода воды на конденсацию давление в конденсаторе уменьшается. При этом увеличивается производительность установки вследствие увеличения температурного напора. Соответственно возрастают затраты на подачу воды. Имеются экстремальные значения технико-экономических критериев оптимальности, которым соответствует оптимальный расход воды. Другой пример. С увеличением расхода пара на оттяжку неконденсирующихся газов повышается производительность выпарной установки вследствие интенсификации процесса конденсации в преющих камерах, однако увеличиваются потери пара, уменьшается производительность последующих аппаратов из-за снижения температурных напоров. При этом имеется экстремальное значение производительности. Оптимальные значения некоторых управляющих воздействий лежат на границах их допустимых значений.

На основе статической модели МВУ, рассмотренной в гл. 5, стационарный режим работы выпарной установки определяют следующие воздействия (независимые переменные): 1) расход греющего пара; 2) расход охлаждающей воды на конденсатор; 3) время работы МВУ до остановки на очистку; 4) расход пара на оттяжку неконденсирующихся газов; 5) расход раствора на входе в установку и между смежными аппаратами.

Расход греющего пара, охлаждающей воды и другие воздействия могут рассматриваться как независимые переменные, поскольку эти величины можно изменять с помощью соответствующих регулирующих органов. Однако в ряде случаев необходимо учитывать, что при неизменном положении регулирующих органов эти величины могут изменяться вследствие изменения режимных параметров. Например, расход пара на установку при докритическом перепаде давления на регулирующем клапане изменяется при изменении давления в греющей камере выпарного аппарата.

Кроме указанных воздействий, режим работы выпарных аппаратов определяется уровнем жидкости в аппаратах. По данным ряда исследователей [43, 52, 89], в вертикальных аппаратах с естественной циркуляцией наблюдается экстремальная зависимость коэффициента теплоотдачи от уровня, поэтому следует устанавливать уровень, близкий к оптимальному.

При наличии соответствующего потребителя иногда возможно регулирование пароотбора в определенном интервале. При этом следует рассматривать пароотбор как независимую переменную и определять его оптимальное значение.

В отдельных случаях независимой переменной является концентрация раствора на входе в установку или в промежуточную ступень, расход пара на подпитку одного из аппаратов и др. Проводятся работы по оптимизации концентрации на выходе из первой стадии выпарной станции хлорного завода. Показателем оптимальности в этом случае выбрано равенство производительности первой и второй стадий выпарки.

Следует отметить, что при определении управляющих воздействий (независимых переменных) возможны ошибки. Например, существует мнение, что температура пара в преющей камере первого аппарата является независимой переменной. В действительности же независимой переменной является расход пара через регулирующий клапан или ход регулирующего органа. Температура пара является переменной, зависящей от его расхода и от температуры поверхности нагрева. На эту переменную обычно накладываются ограничения.

При оптимизации режимов выпарных установок необходимо получить зависимости, связывающие независимые (управляющие) параметры с критериями эффективности режимов работы установки.

9.3. АНАЛИЗ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МВУ

Влияние расходов пара, воды и других факторов на производительность установки

Производительность МВУ равна

$$S_k = \frac{b_0}{b_n - b_0} \sum_{i=1}^n W_i \quad (9.6)$$

где

$$\sum_{i=1}^n W_i = W_1 + W_2 + \dots + W_n \quad (9.7)$$

Для МВУ без пароотбора суммарная производительность установки может быть определена по приближенной формуле [192]:

$$\sum_{i=1}^n W_i = \frac{t_n - t_k^n - \sum_{i=1}^n \Delta i}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i F_i}} \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i} \quad (9.8)$$

либо по формуле

$$\sum_{i=1}^n W_i = D_1 r_0 \sum_{i=1}^n \frac{1}{r_i} \quad (9.9)$$

С увеличением расхода пара при постоянной температуре кипения в последнем аппарате возрастает температура пара в греющей камере. Зависимость температуры пара в греющей камере первого аппарата от его расхода можно определить по уравнению [191]

$$t_{\text{п}} = D_1 r_0 \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_i F_i} + \sum_{i=1}^n \Delta_i + t_{\text{к}}'' \quad (9.10)$$

Обычно в процессах выпаривания повышение температуры греющего пара и соответственно его расход ограничены возникновением отложений и ухудшением качества продукта.

Из уравнений (9.8) следует, что при заданной температуре пара $t_{\text{п}}$ производительность установки возрастает с уменьшением температуры пара в конденсаторе (углублением вакуума). Для углубления вакуума в конденсаторе необходимо увеличить расход охлаждающей воды, но при этом возрастают затраты на воду и электроэнергию. Для определения оптимального расхода воды на входе в конденсатор, работающий совместно с МВУ, необходимо уравнение, связывающее $\sum_{i=1}^n W_i$ с расходом воды $D_{\text{ж}}$. Его можно получить, рассмотрев совместно уравнение теплового баланса конденсатора

$$D_{\text{ж}} c' t_{\text{в}} + W_n i_{\text{к}}'' = (W_n + G_{\text{в}}) c' (t_{\text{к}}'' - \delta) + Q_{\text{к}} \quad (9.11)$$

и уравнение расхода вторичного пара на выходе из последнего аппарата [192]

$$W_n = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{к}}'' - \sum_{i=1}^n \Delta_i}{r_n \sum_{i=1}^n 1/(K_i F_i)} \quad (9.12)$$

где $D_{\text{ж}}$ — расход охлаждающей воды на входе в конденсатор; δ — разность температуры пара в конденсаторе и температуры воды на выходе из конденсатора; обычно $\delta < 3$ град. [84, 85]; $Q_{\text{к}}$ — потери тепла в окружающую среду.

Подставляя уравнение (9.12) в (9.11) и с помощью полученного соотношения исключая $t_{\text{п}}$ из (9.8), найдем уравнение для определения производительности МВУ в зависимости от расхода воды на конденсатор при заданной температуре в греющей камере первого аппарата:

$$\left(\sum_{i=1}^n W_i \right)^2 + (a_1 + a_2 D_{\text{ж}}) \sum_{i=1}^n W_i + a_3 D_{\text{ж}} - a_4 = 0 \quad (9.13)$$

где

$$a_1 = \frac{\left[i_{\kappa''} + c' \left(\delta + \sum_{i=1}^n \Delta_i \right) \right] \sum_{i=1}^n \frac{r_n}{r_i}}{c' \sum_{i=1}^n \frac{r_n}{K_i F_i}}; \quad a_2 = \sum_{i=1}^n \frac{r_n}{r_i}$$

$$a_3 = \frac{\left(t_{\text{в}} + \delta + \sum_{i=1}^n \Delta_i - t_{\kappa''} \right) \left(\sum_{i=1}^n \frac{r_n}{r_i} \right)^2}{\sum_{i=1}^n \frac{r_n}{K_i F_i}}$$

На рис. 9.1 представлена зависимость производительности выпарной установки ΣW от расхода воды $D_{\text{ж}}$, рассчитанная по уравнению (9.13). Из анализа графиков следует, что начиная с некоторого предела с увеличением расхода воды производительность выпарной установки изменяется незначительно. При расчете принято, что в диапазоне изменений расхода ох-

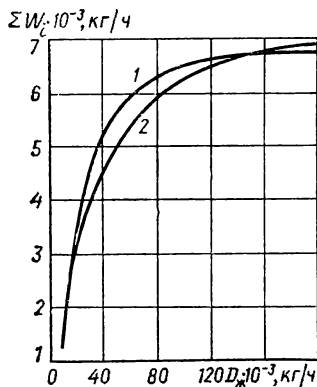


Рис. 9.1. Зависимость $\sum_{i=1}^n W_i$ от расхода воды на конденсатор $D_{\text{ж}}$:
1 — $K=\text{var}$; 2 — $K=\text{const}$.

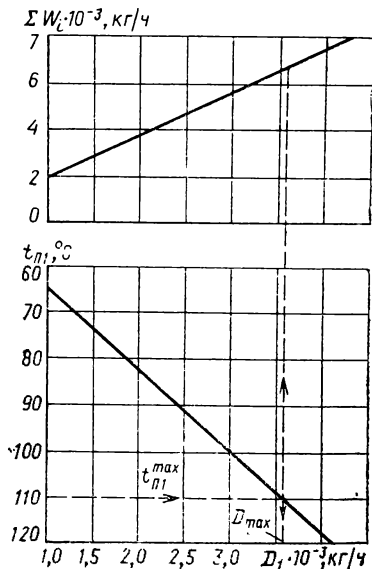


Рис. 9.2. Зависимость ΣW и $t_{\text{п1}}$ от расхода греющего пара D_1 .

лаждающей воды и вакуума коэффициент теплопередачи последнего аппарата не меняется. В действительности же при понижении давления в выпарном аппарате уменьшается температура кипения раствора и, следовательно, ухудшаются условия циркуляции и снижается интенсивность кипения жидкости.

Зависимость $\Sigma W_i = f(p)$ рассчитана [3] с учетом изменений коэффициента теплопередачи в связи с изменением давления во втором аппарате. Сравнение графиков (кривые 1 и 2) показывает, что уменьшение интенсивности процесса кипения в результате снижения давления незначительно, так как изменение коэффициента теплопередачи второго аппарата вследствие уменьшения давления в нем мало влияет на производительность выпарной установки. Можно определить оптимальный расход воды аналитически, используя соотношение $\partial(\sum_{i=1}^n W_i)/$

$$\partial D_{\text{ж}} = 0.$$

Соотношения (9.8), (9.13) и (9.30) позволяют определить зависимость критерия z от основных управляющих воздействий: $t_{\text{пл}}$, $D_{\text{ж}}$, E_1 . Эти соотношения можно также использовать для определения оптимальных воздействий с учетом ограничений, применяя для этого известные методы оптимизации функций нескольких переменных [19, 20].

Рассмотрим влияние различных воздействий на производительность МВУ. С увеличением расхода пара при постоянной температуре испарения в последнем аппарате возрастает температура пара в греющей камере (рис. 9.2). В большинстве случаев повышение температуры греющего пара (и соответственно его расход) ограничено возникновением накипи (нагара) и ухудшением качества продукта. В каждом конкретном случае экспериментально определяется допустимая температура пара в греющей камере $t_{\text{пл}}^{\text{max}}$ и соответствующий максимальный расход греющего пара D_1^{max} . Иногда ограничения на температуру пара в греющей камере определяют исходя из допустимого по условиям прочности аппарата давления или предотвращения кризиса кипения в выпарном аппарате. При заданной температуре пара $t_{\text{пл}}$ производительность установки повышается с уменьшением температуры пара в конденсаторе, для чего необходимо увеличить расход охлаждающей воды; при этом, однако, возрастают затраты на воду и электроэнергию.

Влияние оттяжки неконденсирующихся газов и пароотбора на производительность выпарной установки

Известно, что отбор вторичного пара кроме повышения экономичности способствует повышению производительности МВУ [6]. М. А. Кичигин получил формулу, с помощью которой можно приближенно оценивать влияние пароотбора на производительность многоступенчатой выпарной установки. Н. И. Гельперин и В. А. Шур показали, что общий расход тепла на выпарную установку и ее потребителей уменьшается при использовании тепла пароотборов из МВУ на обогрев этих потребителей. Однако при увеличении пароотбора из i -го аппарата уменьшается температура вторичных паров этого ап-

пара и соответственно уменьшается производительность $(i+1)$ -го, $(i+2)$ -го и т. д. аппаратов. Поэтому иногда при чрезмерном увеличении пароотбора производительность МВУ может снизиться. В условиях эксплуатации для нормальной работы вакуумных выпарных установок осуществляется перепуск пара на конденсатор по трубам оттяжки конденсирующихся газов. Представляет интерес оценка влияния этого перепуска на производительность и экономичность (удельный расход пара и воды) МВУ. Эти данные необходимы для выбора оптимальной величины пароотбора на стадии проектирования МВУ, а также для оценки изменений производительности и экономичности выпарных установок при переменных режимах пароотбора.

В качестве примера рассмотрим двухступенчатую выпарную установку (см. схему на рис. 6.11). Производительность установки по выпаренной воде равна:

$$\sum W = W_1 + W_2 \quad (9.14)$$

где W_1 , W_2 — производительность первого и второго аппаратов. Производительность первого аппарата

$$W_1 = \frac{K_1 F_1}{r_1} (t_{п1} - \theta_1) \quad (9.15)$$

где K_1 , F_1 — коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева первого аппарата; $t_{п1}$, θ_1 — температура греющего пара и кипящей жидкости.

Производительность второго аппарата:

$$W_2 = \frac{K_2 F_2 (t_1 - \theta_2)}{r_2} \quad (9.16)$$

где K_2 , F_2 — коэффициент теплопередачи и поверхность нагрева второго аппарата; θ_2 — температура кипящей жидкости во втором аппарате.

Далее находим:

$$\theta_1 = t_1 + \Delta_1 \quad (9.17)$$

$$\theta_2 = t_k'' + \Delta_2 \quad (9.18)$$

где Δ_1 , Δ_2 — суммарные температурные депрессии в первом и втором аппаратах. Подставляя выражения (9.15) и (9.16) в (9.14) и учитывая соотношения (9.17) и (9.18), получим:

$$\sum W = a - ct_1 \quad (9.19)$$

где

$$a = \frac{K_1 F_1 (t_{п1} - \theta_1)}{r_1} - \frac{K_2 F_2 (t_k'' - \Delta_2)}{r_2}; \quad c = \frac{K_1 F_1}{r_1} - \frac{K_2 F_2}{r_2} \quad (9.20)$$

Расход отбираемого пара равен:

$$E_1 = W_1 - D_1 - D_2' \quad (9.21)$$

где D_2 — расход греющего пара второго аппарата; D_2^1 — расход пара на оттяжку неконденсирующихся газов.
Если принять $D_2 = W_2$, то

$$E_1 = W_1 - W_2 - D_2' \quad (9.22)$$

Тогда с учетом (9.15) и (9.16) получим:

$$E_1 = a_1 - c_1 t_1'' - D_2' \quad (9.23)$$

где

$$a_1 = \frac{K_1 F_1 (t_{п1} - \Delta_1)}{r_1} + \frac{K_2 F_2 (t_k'' + \Delta_2)}{r_2}; \quad c_1 = \frac{K F_1}{r_1} + \frac{K F_2}{r_2} \quad (9.24)$$

Рассматривая совместно уравнения (9.19) и (9.23), получим:

$$\sum W = a_2 + c_2 (E_1 + D_2') \quad (9.25)$$

где

$$a_2 = a - ca_1/c_1; \quad c_2 = c/c_1 \quad (9.26)$$

Для замены t_k'' в соотношениях (9.20) и (9.24) величиной $D_{жк}$ используют уравнение энергетического баланса конденсатора:

$$D_{жк} c' t_0 + W_{к} i_{к}'' = (D_{жк} + W_{к}) c' (t_k'' - \delta) \quad (9.27)$$

где $W_{к}$, $i_{к}''$ — расход и энтальпия пара; δ — разность температуры пара в конденсаторе и температуры воды на выходе из конденсатора.

Если весь пар из отбора направляется в конденсатор, то

$$W_{к} = W_2 + E_1 = \frac{K_2 F_2 (t_{п1} - t_k'' - \Delta_2)}{r_2} + E_1 \quad (9.28)$$

Подставляя $t_{п1}$ из соотношения (9.23) в (9.28), найдем:

$$W_{к} = \frac{K_2 F_2 (a_1' + c_1' E_1 - t_k'' - \Delta_2)}{r_2} + E_1 = f_1 (t_{п1}, t_k'', E_1) \quad (9.29)$$

Исключая из уравнения (9.25) t_k'' с помощью (9.27) и (9.29), получим:

$$\sum W = [A_1 t_{п1} - A_2 D_{жк} + A_3 E_1 + A_4 \pm \sqrt{(A_1 t_{п1} - A_2 D_{жк} - A_5 E_1 - A_{10})^2 - 4 A_1 (A_5 D_{жк} + A_6 E_1 + A_7 t_{п1} - A_8)}] / A_2 \quad (9.30)$$

где

$$A_1 = K_1 F_1 K_2 F_2; \quad A_2 = K_1 F_1 r_2 + K_2 F_2 r_1; \quad A_3 = K_2 F_2 r_1$$

$$A_4 = A_1 \left(\frac{i_{к}''}{c'} + \delta + \Delta_1 + \Delta_2 \right); \quad A_5 = A_2 (t_0 + \delta)$$

$$A_6 = A_3 \left(\frac{i_0''}{c'} + \delta \right) + A_3 \frac{i_0'' - i_{к}''}{c'}; \quad A_7 = A_1 \left(\frac{i_{к}''}{c'} + \delta \right)$$

$$A_8 = A_1 (\Delta_1 + \Delta_2) \left(\frac{i_{к}''}{c'} + \delta \right); \quad A_9 = K_1 F_1 r_2; \quad A_{10} = A_1 \left(\frac{i_{к}''}{c'} + \delta - \Delta_1 - \Delta_2 \right)$$

Соотношение (9.30) определяет зависимость $\Sigma W = f(t_{пн} D_{ж} \cdot E_1)$. Его можно уточнить, последовательно уточняя модель. Например, при образовании накипи коэффициенты теплоотдачи зависят от продолжительности работы установки. При этом к рассмотренным соотношениям добавляется уравнение $K_i = f(\bar{\tau}_p)$ либо $R_{ni} = f(\tau_p)$.

Попытка заменить в уравнении (9.30) величину $t_{пн}$ расходом преющего пара D_1 приводит к очевидному (в рамках принятых допущений) соотношению

$$\Sigma W = 2D_1 - E_1 \quad (9.31)$$

из которого следует: если D_1 и E_1 не зависят друг от друга, то с увеличением E_1 производительность МВУ уменьшается. В то же время при фиксированной температуре греющего пара $t_{пн}$ из соотношения (9.30) следует (при $K_1 F_1 > K_2 F_2$), что с увеличением E_1 производительность установки увеличивается. Это кажущееся противоречие объясняется следующим образом. Если E_1 — независимая переменная, а $t_{пн}$ фиксирована, то D_1 зависит от E_1 . Эта «скрытая» взаимосвязь не видна в уравнении (9.31), она учитывается в соотношении (9.30), которое правильно отражает зависимость $\Sigma W = f(E_1)$.

На основе полученных выше соотношений рассчитана зависимость производительности двухступенчатой выпарной установки от паротбора [191]. Расчеты выполнялись применительно к установке фирмы «Единство». На рис. 9.3 представлены

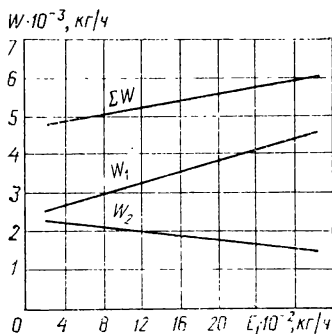


Рис. 9.3. Зависимость производительности аппаратов W_n и установки ΣW от паротбора E_1 при $K_1 = \text{const}$ и $K_2 = \text{const}$.

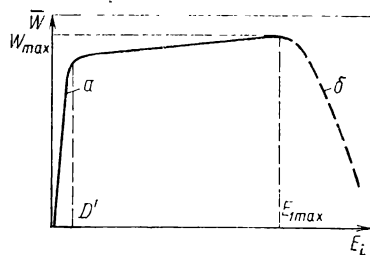


Рис. 9.4. Влияние «оттяжки» неконденсирующейся парогазовой смеси (паротбора) E_1 на производительность выпарной установки \bar{W} .

расчетные зависимости ΣW , W_1 и W_2 от E_1 при условии, что величины K_1 , K_2 , Δ_1 и Δ_2 — постоянные. Эти допущения не вносят существенной погрешности, если изменение тепловой нагрузки аппаратов не превышает 25—30%. Если же возмущения велики, необходимо выполнять расчет по участкам, приняв на каждом участке K_i и Δ_i постоянными. Из графиков

видно, что с увеличением пароотбора производительность первого аппарата увеличивается, второго — уменьшается, а суммарная производительность установки увеличивается.

Верхний предел увеличения пароотбора E_1 ограничен (кривая b на рис. 9.4), так как с увеличением E_1 уменьшается давление (температура) в первом аппарате и, следовательно, температурный напор второго аппарата, что приводит к снижению его производительности. В действительности же кроме падения производительности второго аппарата, возможно также уменьшение производительности первого аппарата вследствие увеличения концентрации раствора в этом аппарате и соответственного уменьшения коэффициента теплопередачи. По указанным причинам производительность выпарной установки после достижения максимального значения снижается.

Для решения вопроса о значении верхнего предела пароотбора и, следовательно, вопроса о максимальной производительности выпарной установки необходимо знать зависимость коэффициентов теплоотдачи аппаратов от концентрации раствора и температурного напора и решить соответствующую систему нелинейных уравнений. При отсутствии этих зависимостей максимальный пароотбор E_{\max} определяется экспериментально как величина, соответствующая максимальной производительности. Из уравнения (9.25) следует, что величина D_2' влияет на производительность выпарной установки так же, как и отбор пара E (если пренебречь влиянием D_2' на теплообмен при конденсации пара). На рис. 9.4 сплошной линией a показана качественная зависимость производительности установки ΣW от E в широком диапазоне изменения пароотбора ($0 < E < E_{\max}$). Обычно величина E , обеспечивающая нормальную дегазацию греющей камеры, не превышает 2—3% от расхода греющего пара этого аппарата. Например, для установки «Единство» $D_2' = 60$ кг/ч при расходе пара на второй аппарат $W_2 = 3000$ кг/ч.

В условиях промышленной эксплуатации оценивалось влияние «оттяжки» неконденсирующихся газов и соответствующего давления вторичного пара первой ступени на производительность МВУ. Увеличение расхода пара на «оттяжку» до 60 кг/ч вызвало изменение вакуума в первой ступени до 350—400 мм рт. ст. и соответственно ΣW от 0 до 75—80% от максимального значения. Дальнейшее увеличение E на 1000 кг/ч приводит к повышению ΣW всего лишь на 10—12%. Для выпарной установки с большим числом аппаратов и соответствующим числом пароотборов объем расчета значительно увеличивается, однако методика его принципиально не меняется [163]. Следует отметить, что оценка влияния пароотбора на производительность выпарной установки имеет особое значение при переменных пароотборах, так как увеличение пароотбора выше E_{\max} (рис. 9.4) приводит к снижению производительности.

При регулировании производительности МВУ путем изменения расхода пара и воды необходимо учитывать взаимосвязь этих воздействий. При этом возможны следующие варианты.

1. Производительность МВУ регулируется путем изменения D_1 при условии $t_{\text{пл}} = \text{const}$; производительность в этом случае

будет меняться только при условии регулирования расхода воды на конденсатор.

2. Производительность установки регулируется путем изменения D_1 , однако расход воды на конденсацию остается неизменным: $D_{ж} = \text{const}$. В этом случае изменяется температура пара в греющей камере и в конденсаторе. При увеличении производительности $\Delta t_{п1} > \Delta t_{к}$, а при ее уменьшении $\Delta t_{п1} < \Delta t_{к}$ (где $\Delta t_{п1}$, $\Delta t_{к}$ — изменения температуры в греющей камере первого аппарата и в конденсаторе).

3. Изменяется расход воды на конденсатор при условии $D_1 = \text{const}$. В этом случае, несмотря на изменение расхода воды в широком интервале, производительность выпарной установки не изменяется, т. к. остается постоянным температурный напор установки. Если не учитывать этого, то увеличение расхода воды на конденсатор приведет к перерасходу воды при практически неизменной производительности установки.

Необходимое и достаточное условие регулирования производительности выпарной установки записывается в виде:

$$D_1 i_0'' = \text{var} \quad (9.32)$$

Регулирование $D_{ж}$ при $D_1 i_0'' = \text{const}$ не вызывает изменения суммарной производительности МВУ по испаренной воде.

Расход жидкости на входе в установку или на выходе из нее при кратности циркуляции больше пяти практически не влияет на производительность установки по испаренной воде. Этот расход при заданных ΣW и концентрации раствора на входе в установку b_0 определяется концентрацией на выходе из установки b_k .

Влияние процесса накипобразования на производительность выпарной установки

В процессе работы выпарной установки вследствие накипобразования снижается коэффициент теплопередачи и при постоянном температурном напоре уменьшается производительность аппарата. На основе методики расчета, разработанной Г. Н. Костенко [6], можно получить дифференциальное уравнение для определения коэффициента теплопередачи в зависимости от длительности процесса выпаривания:

$$\frac{1}{K} d\left(\frac{1}{K}\right) = \varepsilon \frac{\Delta t}{r} d\tau \quad (9.33)$$

где ε — коэффициент накипобразования.

Интегрируя уравнение (9.36), получают формулу для определения коэффициента теплопередачи в зависимости от времени:

$$K = \sqrt{K_0^2 + 2\varepsilon(r/\Delta t)\tau} \quad (9.34)$$

где K_0 — коэффициент теплопередачи чистой поверхности теплообмена.

В связи с различными режимами работы отдельных аппаратов по температуре и концентрации возникает большое число вариантов МВУ. Эти расчеты громоздки и требуют значительного времени. Г. Н. Костенко получил уравнение для расчета изменения термического сопротивления накипи выпарного аппарата во времени при условии, что коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 остаются неизменными. На практике при накипеобразовании тепловой поток уменьшается и, следовательно, эти коэффициенты непрерывно меняются. Н. Ю. Тобилевич поставил вопрос о необходимости учета этих факторов.

Н. Ю. Тобилевич и др. [245] показали на примере аппаратов сахарной промышленности, что отложение накипи в значительной степени определяется скоростью циркуляции и соответственно пьезометрическим уровнем. Аналогичный результат получен также на экспериментальной установке И. Н. Засядько.

Поэтому при определении оптимального уровня в аппаратах с естественной циркуляцией необходимо учитывать его влияние на величину отложений, а в аппаратах с принудительной циркуляцией — влияние скорости жидкости. Для выпарных аппаратов других отраслей промышленности необходимы опыты по определению зависимостей коэффициентов теплоотдачи (теплопередачи) от пьезометрического уровня (скорости жидкости) и продолжительности работы при различных тепловых нагрузках.

В связи с отложениями представляют интерес методы расчета оптимального времени работы установки до очистки, рассмотренные для одноступенчатого выпарного аппарата В. А. Жужиковым [246] и для многоступенчатых теплообменных аппаратов Е. Мюллером [247].

Вследствие накипеобразования производительность выпарного аппарата непрерывно снижается до момента остановки. После очистки (в течение времени $\tau_ч$) аппарат вновь включается в работу.

Существует оптимальное время работы τ^{opt} , обеспечивающее максимальную среднюю производительность выпарного аппарата. Средняя производительность аппарата за цикл равна:

$$\bar{W} = \frac{1}{\tau_p + \tau_ч} \int_0^{\tau_p} W d\tau \quad (9.35)$$

Здесь \bar{W} — средняя производительность по испаренной влаге за один период между очистками, кг/ч; W — производительность по испаренной влаге в момент τ , кг/ч:

$$W = \frac{\Delta t F}{r} \cdot \frac{1}{1/K_0 + R_n} \quad (9.36)$$

где R_n — термическое сопротивление накипи.

Принимается, что термическое сопротивление накипи пропорционально количеству тепла, переданного через поверхность нагрева. При таком допущении исходя из условия экстремума функции (9.35) В. А. Жужиков получил формулу для расчета оптимальной продолжительности работы одноступенчатого выпарного аппарата между очистками:

$$\tau^{opt} = \tau_r + \frac{1}{K_0} \sqrt{\frac{2\tau_ч}{R_n \Delta t}} \quad (9.37)$$

В. А. Жужиков показал, что работа выпарного аппарата в течение времени, определенного из условия максимума средней производительности за цикл, часто нецелесообразна. Это следует из анализа графика зависимости \bar{W} от времени. Расчет соответствующей зависимости при выпаривании термолабильных продуктов и нагарообразования в первом аппарате установки «Единство» показал (рис. 9.5), что при длительности работы выпарной установки, почти в три раза превышающей оптимальную, средняя производительность снижается всего лишь на 7,6%.

В промышленных МВУ иногда накипь образуется одновременно в нескольких аппаратах, причем коэффициенты накипеобразования в аппаратах различны. Возникает задача определения оптимальной продолжительности работы всей МВУ. Получена формула для расчета оптимального времени ос-

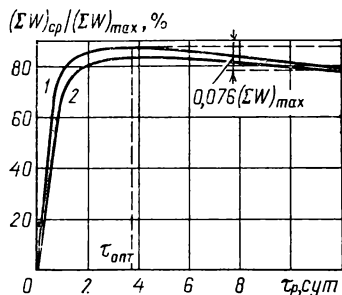


Рис. 9.5. Зависимость средней относительной производительности выпарной установки от времени работы τ_p :

1 — при времени чистки $\tau_{\text{ч}} = 6$ ч; 2 — 9,6 ч.

тановки МВУ на очистку при работе установки с постоянным температурным напором:

$$\tau^{\text{опт}} = \tau_{\text{ч}} + l_0 \sqrt{\frac{2\tau_{\text{ч}}}{\sum_{i=1}^n \Delta t z}} \quad (9.38)$$

где

$$l_0 = \frac{1}{K_{01}} + \frac{1}{K_{02}} \cdot \frac{F_1}{F_2} + \frac{1}{K_{03}} \cdot \frac{F_1}{F_3} + \dots + \frac{1}{K_{0n}} \cdot \frac{F_1}{F_n} \quad (9.39)$$

$$z = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \left(\frac{F_1}{F_2} \right)^2 + \varepsilon_3 \left(\frac{F_1}{F_3} \right)^2 + \dots + \varepsilon_n \left(\frac{F_1}{F_n} \right)^2 \quad (9.40)$$

$K_{01}, K_{02}, \dots, K_{0n}$ — коэффициенты теплопередачи аппаратов без накипи; $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \dots, \varepsilon_n$ — коэффициенты накипеобразований по аппаратам.

При выводе формулы Жужикова и формулы (9.38) принималось, что термическое сопротивление накипи пропорционально количеству тепла, переданного через поверхность нагрева. Во многих случаях необходимо определять оптимальное время работы выпарной установки при наличии степенной (или линейной) зависимости коэффициента теплопередачи от времени, полученной на основе промышленных испытаний: $K = a - b\tau^n$.

Для такого случая уравнение для определения $\tau^{\text{опт}}$ получено в работе [248]. Вопросам оптимизации МВУ в связи с отложениями на поверхностях нагрева посвящен ряд работ [247—250], краткий обзор которых представлен в монографии [3].

Оптимизация режимов МВУ по технико-экономическим критериям

Оценку влияния различных управляющих воздействий на экономические критерии и выбор оптимальных параметров можно проводить на основе соотношений (9.1), (9.2), (5.73) и (5.74).

Влияние воздействий D_1 и $D_{\text{ж}}$ на себестоимость конечного продукта \bar{C} , себестоимость процесса выпаривания \bar{C}_1 и доход $\bar{\Pi}$ рассмотрим на примере двухступенчатой установки

«Единство». При расчете зависимостей \bar{C} и \bar{C}_1 от расхода пара и воды учитывалось, каким образом осуществляется вариация этих воздействий. Сравнительные расчеты показали, что C , C_1 и Π практически нечувствительны к расходу электроэнергии. Такие технико-экономические показатели, как зарплата, цеховые и заводские расходы, цена исходного сырья и прочие расходы оказывают влияние в основном на абсолютную величину критериев \bar{C} и \bar{C}_1 . На рис. 9.6 приведены графики, характеризующие чувствительность технико-экономических критериев к температуре охлаждающей воды.

На основе полученных данных можно сделать вывод, что для рассматриваемого интервала параметров зависимости технико-экономических критериев от расхода пара не имеют экстремумов, а зависимости от расхода воды при условии $t_{пл} = \text{const}$ — экстремальны. Расход воды, обеспечивающий минимальную себестоимость процесса выпаривания, не совпадает с расходом воды, определяющим минимум себестоимости готового продукта и максимум дохода.

Кривые зависимостей дохода и себестоимости от расхода воды пологи. В связи с этим не следует стремиться к работе в точке экстремума. В качестве экстремального расхода воды может быть выбрана величина $D_{ж}$, при которой доход близок к экстремальному. Расход пара ограничивается величиной D_{\max} , обеспечивающей условие $t_{пл} < t_{пл}^{\max}$ в соответствии с графиком на рис. 9.2.

Таким образом, оценка оптимальных параметров МВУ без пароотбора осуществляется следующим образом: 1) определяется расход пара на выпарную установку, при котором достигается максимально допустимая температура пара в греющей камере (температура поверхности нагрева первого аппарата); 2) выбирается расход воды на конденсатор исходя из условия получения экстремума принятого критерия оптимальности; 3) в соответствии с

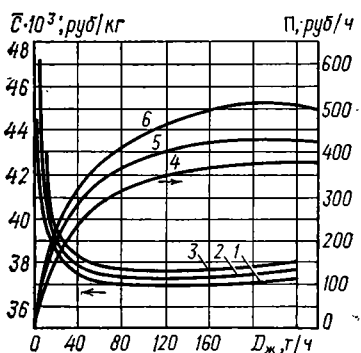


Рис. 9.6. Зависимость себестоимости \bar{C} и дохода от расхода воды на конденсатор $D_{ж}$ при различных температурах воды $t_{ж}$ (°C):

1, 4 — 15 °C; 2, 5 — 25; 3, 6 — 35.

методиками [6, 246—250] определяется оптимальное время работы установки; 4) минимальный расход пара на оттяжку неконденсирующихся газов определяется экспериментально; предельное значение пароотбора оценивается при технико-экономических расчетах; 5) расход раствора на выходе из установки определяется по уравнению баланса растворенных веществ исхо-

для из условия обеспечения требуемой конечной концентрации раствора на выходе b_k .

При оптимизации МВУ с пароотборами (или оттяжками неконденсирующихся газов) необходимо, чтобы математическая модель оптимизации учитывала эти воздействия. Эта модель может быть получена на основе рассмотрения уравнений сохранения и теплопередачи для всех аппаратов и конденсатора МВУ:

$$\begin{aligned}
 W_1 r_1 &= (E_1^{от} + E_1) r_1 + W_2 r_2 \\
 W_2 r_2 &= (E_2^{от} + E_2) r_2 + W_3 r_3 \\
 &\dots \\
 W_n r_n &= (E_n^{от} + E_n) r_n + W_k r_n \\
 W_1 r_1 &= K_1 F_1 (t_{п1} - t_1 - \Delta_1) \\
 W_2 r_2 &= K_2 F_2 (t_1 - t_2 - \Delta_2) \\
 &\dots \\
 W_n r_n &= K_n F_n (t_{n-1} - t_k'' - \Delta_n) \\
 c' t_0 D_{ж} + W_k i_n'' + \sum_{i=1}^{n-1} E_i^{от} i_i'' - \left(D_{ж} + W_k + \sum_{i=1}^{n-1} E_i \right) (t_k'' - \delta) c' &= 0
 \end{aligned} \tag{9.41}$$

где W_i , W_k — производительность аппарата МВУ по выпаренной воде и расход пара на конденсатор; E , $E^{от}$ — расход пара в отбор и на оттяжку; Δ , δ — соответственно температурная депрессия и разность между температурой пара, поступающего в конденсатор, и температурой выходящей из него воды.

Решение системы $2n+1$ уравнений (9.41) с $2n+1$ неизвестными относительно W_1 , W_2 , ..., W_n , t_1 , t_2 , ..., t_k'' позволяет получить зависимость производительности МВУ по выпаренной воде ΣW от управляющих воздействий:

$$\begin{aligned}
 \Sigma W &= A_1 t_{п1} - A_2 D_{ж} - \sum_{i=1}^{n-1} A_{3i} E_i + A_4 + \sqrt{\Omega} \\
 \Omega &= \sqrt{A_5 t_{п1}^2 + A_6 D_{ж}^2 + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^{n-1} A_{7ij} E_i E_j - A_8 t_{п1} D_{ж} - \sum_{i=1}^{n-1} A_{9i} t_{п1} E_i +} \\
 &\quad + \sum_{i=1}^{n-1} A_{10i} D_{ж} E_i - A_{11} t_{п1} + A_{12} D_{ж} + \sum_{i=1}^{n-1} A_{13i} E_i + A_{14}
 \end{aligned} \tag{9.42}$$

где коэффициенты A_1 — A_{14} вычисляются с помощью формул, приведенных в литературе [163].

Рассматривая совместно соотношения (9.42) и (9.2), получим зависимость критерия оптимальности от управляющих воздействий (независимых переменных):

$$Z(\beta) = Z(\beta, t_{п1}, D_{ж}, E_1, E_2, \dots, E_{n-1}) \tag{9.43}$$

Управляющие воздействия должны удовлетворять следующей системе ограничений:

$$\begin{aligned}
 t_{п1}^{\min} \leq t_{п1} \leq t_{п2}^{\max}; & \quad D_{ж}^{\min} \leq D_{ж} \leq D_{ж}^{\max}; \\
 E_i^{\min} \leq E_i \leq E_i^{\max} & \quad i = 1, 2, \dots, n-1
 \end{aligned} \tag{9.44}$$

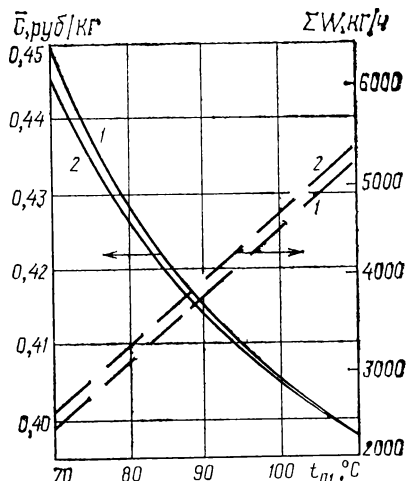
Рассматриваемая задача может быть решена методами нелинейного математического программирования [19, 20].

На основе полученной математической модели можно исследовать поведение критериев оптимальности в заданном диапазоне изменения переменных.

В качестве примера рассмотрим двухступенчатую выпарную установку фирмы «Единство». На рис. 9.7 приведены графики зависимостей ΣW и \bar{C} от управляющих воздействий. Из рисунка видно, что ΣW и \bar{C} — монотонные функции температуры греющего пара, причем при изменении температуры от 100 до 110 °С производительность МВУ возрастает на 20%, а себестоимость готового продукта уменьшается на 1,2%. Повышение расхода воды от 50 до 100 т/ч приводит к уменьшению \bar{C} в среднем на 1,7% и увеличению ΣW на 20%. При увеличении перепуска пара на конденсатор E от 0 до 1400 кг/ч ΣW и \bar{C} практически не меняются.

На основе этого управляющие воздействия (температура греющего пара и расход воды) можно считать

Рис. 9.7. Зависимости ΣW и \bar{C} от температуры греющего пара $t_{гп}$ и количества перепускаемого на конденсатор пара E :
1 — E (кг/ч) = 0; 2 — 1400.



существенно влияющими на рассмотренные критерии оптимальности, а перепуск пара на конденсатор в рассматриваемом интервале с достаточной степенью точности можно считать несущественно влияющим.

Глава 10

Установившиеся и переходные режимы выпарных установок и управление ими

Информация о стационарных и переходных режимах выпарных установок необходима для оптимизации режимов их работы, анализа и синтеза систем управления установками. Она представляет интерес также в связи с оценкой влияния переходных процессов, вызванных различными управляющими и возмущающими воздействиями, на показатели работы выпарных установок.

Стационарные и переходные режимы характеризуются статическими и динамическими характеристиками. Для промыш-

ленных установок эти характеристики можно получить при помощи рассмотренных выше методов математического описания и моделирования, а также экспериментальным путем.

10.1. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК И МЕТОДЫ ИХ РАСЧЕТА

Статические характеристики выпарной установки представляют собой зависимости между выходными (зависимыми) и входными величинами (регулирующими и возмущающими воздействиями).

Выходные величины выпарной установки — температура (давление) вторичных паров в аппаратах, концентрация раствора на выходе, уровень в аппаратах. К выходным параметрам можно отнести различные критерии эффективности, включая технико-экономические.

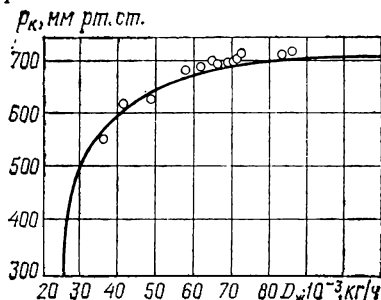
Регулирующие воздействия — это количество пара, подаваемого в первый аппарат, расход раствора на входе установки, расход воды в конденсаторе и др. К регулирующим воздействиям относятся также расход пара, добавляемого ко вторичному, в схемах «с добавками», расход вторичного пара, пропускаемого на конденсатор для повышения производительности установки [3], а также пароотборы при возможности их регулирования.

Расход греющего пара, охлаждающей воды и другие воздействия могут рассматриваться как независимые переменные, так как их можно изменять с помощью соответствующих регулирующих органов. Однако необходимо учитывать, что в ряде случаев эти величины могут меняться даже при фиксированном положении регулирующих органов. Например, расход пара при докритическом перепаде давления на регулирующем клапане меняется при изменении давления в преющей камере выпарного аппарата. При выполнении определенных условий расход пара и другие независимые переменные становятся зависимыми. Например, если температура пара в греющей камере первого аппарата поддерживается постоянной, расход греющего пара зависит от пароотбора.

Возмущающие воздействия можно разделить на внешние и внутренние. Внешними возмущающими воздействиями являются изменение концентрации и температуры поступающего на выпарку раствора, температура охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор, давление греющего пара перед установкой. Для установок с пароотбором внешним возмущающим воздействием является также изменение нагрузок потребителей. Внутренние возмущающие воздействия — это образование накипи в аппаратах, изменение гидравлических сопротивлений вследствие засорения трубопроводов и т. п.

Некоторые статические характеристики выпарной установки можно получить экспериментально, на основе методов активного и пассивного эксперимента. Экспериментальное определение статических характеристик в полном объеме затруднено, а во многих случаях невозможно, поэтому большое значение для их получения имеют теоретические методы. Основанные на экспериментальных исследованиях отдельных процессов в каждом аппарате, они позволяют рассчитать характеристики установки как единой взаимосвязанной системы.

Рис. 10.1. Зависимость давления в конденсаторе P_K от расхода охлаждающей воды $D_{Ж}$.



Определение статических характеристик является задачей построения траектории, которую описывает вектор выходных (зависимых) переменных при изменении вектора входных (независимых) переменных. Эта задача может интерпретироваться также как определение чувствительности вектора выходных переменных к вектору входных:

$$\Delta \bar{Y} = \left| \frac{\partial Y}{\partial X} \right| \Delta \bar{X} \quad (10.1)$$

Функция dY/dX характеризует указанную чувствительность и определяет статические свойства объекта. Она зависит от параметров объекта, например от коэффициентов теплопередачи в аппаратах. Зависимость dY/dX от этих параметров, в свою очередь, характеризует чувствительность статических характеристик к различным параметрам объекта.

Некоторые статические характеристики МВУ получены экспериментально. На рис. 10.1 в виде кривой приведена расчетная зависимость давления (вакуума) в конденсаторе от расхода охлаждающей воды; точками нанесены результаты эксперимента. Однако экспериментальное определение характеристик МВУ в достаточно полном объеме затруднено. Рассмотренные в гл. 6 приближенные модели статики МВУ и аналитические соотношения целесообразно использовать для расчета статических характеристик МВУ при небольшом числе ступеней выпаривания ($n \leq 3$). Для полного анализа статических характеристик МВУ целесообразно использовать алгоритм расчета на ЭВМ (см. АРСХ в гл. 1).

Если выпарная установка работает совместно с различными технологическими агрегатами, то для составления математических моделей, описывающих стационарные режимы, необходимо модели статики выпарной установки дополнить моде-

лями статики этих агрегатов и соответствующими уравнениями связи.

Для получения статических характеристик МВУ можно применять методы электроанalogии (рис. 10.2), например аналогии соотношений электрических токов в узле

$$I_{D_n} = I_{W_n} = I_{D_{n+1}} + I_{E_n} \quad (10.2)$$

и соотношений расходов пара

$$D_n = W_n = D_{n+1} + E_n \quad (10.3)$$

Для выпарного аппарата расход греющего пара равен (коэффициент β_n принимается постоянным):

$$D_n = \frac{K_n F_n}{r_n} \Delta t_n = \beta_n \Delta t_n \quad (10.4)$$

На основе закона Ома запишем:

$$I_{D_n} = \alpha_n^* \Delta U_n \quad (10.5)$$

где α_n^* — проводимость цепи.

Очевидна аналогия между соотношениями (10.2) и (10.3), а также (10.4) и (10.5), на основе которых разработано вычислительное устройство для расчета прямоточной МВУ с паротборами [194]. Устройство предназначено для расчета уравнений статики трех-, четырех- и пятиступенчатых выпарных установок. С его помощью можно при заданных поверхностях нагрева, коэффициентах теплопередачи в аппаратах, паротборах и полном температурном

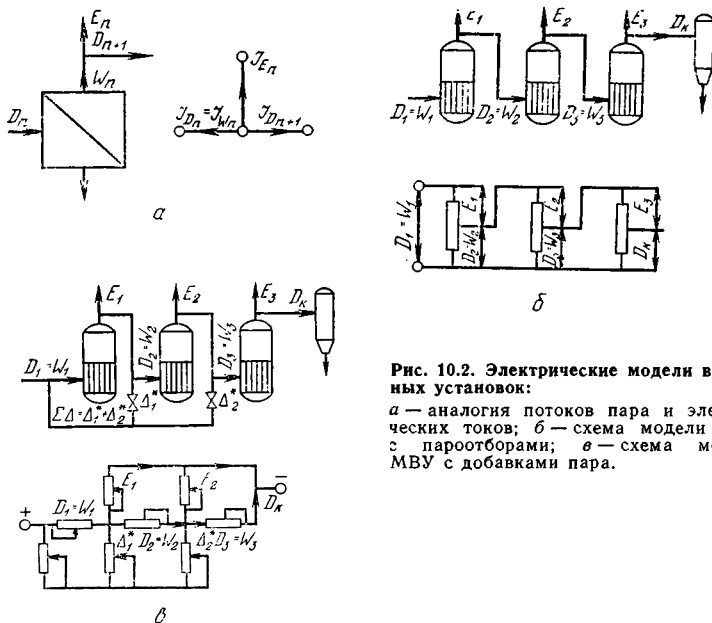


Рис. 10.2. Электрические модели выпарных установок:

а — аналогия потоков пара и электрических токов; б — схема модели МВУ с паротборами; в — схема модели МВУ с добавками пара.

напоре установки определять производительность и температуру пара в каждом аппарате. При заданной производительности аппаратов можно найти поверхности нагрева их, а также решить ряд других задач проектного и поверочного расчетов. Расчеты на приборе выполняются методом последовательных приближений, для чего требуется многократная перестройка прибора, значительно увеличивающая длительность расчета.

ными. Это допущение снижает точность расчета, однако позволяет получать правильные качественные и приближенные количественные результаты. Достаточная точность оценок обусловлена следующими факторами.

1. Оценки производятся на основе многочисленных исследований по кинетику растворов $\alpha_2 \sim q^{0.7}$ (для растворов повышенной вязкости показатель степени снижается). Изменение q на 50% приводит к изменению K приблизительно на 23%.

2. Анализ влияния неточности в задании коэффициента теплопередачи при расчете статических характеристик по приближенным формулам показывает, что при ошибке задания K в аппаратах, равной $\pm 20\%$, статические характеристики сдвигаются по оси выходных величин не более чем на $\pm 20\%$, а при ошибке в задании величины K для одного аппарата, на-

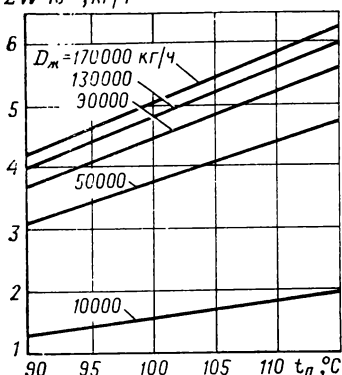


Рис. 10.4. Зависимость производительности установки «Едиство» ΣW от температуры греющего пара t_n .

пример первого, равной $\pm 20\%$, статические характеристики сдвигаются по оси выходных величин на $\pm 6\%$. Такие характеристики служат для качественных и ориентировочных количественных оценок статических свойств выпарной установки. Более точный и полный их расчет можно выполнить, используя методику моделирования на ЭВМ, описанную в гл. 1 и 6. По такой методике определялись статические характеристики многоступенчатых опреснительных установок, а также многоступенчатой установки для концентрирования термолабильных продуктов и сахарного раствора.

Зависимости температуры паров от величины E в четырехступенчатой выпарной установке для выпаривания сахарного раствора, рассчитанные графоаналитическим методом [251], были приведены на рис. 6.15. Из графика видно, что с увеличением пароотбора температуры в аппаратах уменьшаются. Эти результаты качественно совпадают с результатами Н. И. Гельперина и А. В. Шура [181]. Статические характеристики для случая, когда выходным параметром является технико-экономический критерий оптимальности, а входными — управляющие воздействия, приведены в разделе 10.3.

10.2. ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ В ПРОМЫШЛЕННЫХ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВКАХ И КОНДЕНСАТОРАХ СМЕШЕНИЯ

Экспериментальные данные по переходным режимам работы промышленных МВУ и конденсаторов смешения немногочисленны. Для их получения используются следующие методы: переходных характеристик (кривые разгона); частотных характеристик; статистический на основе обработки данных нормальной эксплуатации.

Метод переходных характеристик несложен, однако требует многократного повторения опытов и значительных возмущающих воздействий. Он применялся рядом авторов [11, 121, 132] и др. Краткий обзор этих работ выполнен в монографии [3].

Метод частотных характеристик требует создания длительного колебательного режима, отличного от нормального, повторения опытов на различных частотах (не менее шести

значений) и длительной стабилизации возмущающих воздействий. Получение частотных характеристик МВУ и их обработка — громоздкая и трудоемкая работа.

Определение динамических характеристик статистическим методом требует больших затрат на получение данных и последующей трудоемкой и сложной их обработки.

Сравнивая различные методы, можно сделать вывод, что наиболее простым является метод переходных характеристик. Следует использовать также данные регистрации различных параметров объекта в условиях нормальной эксплуатации. Экспериментальное определение характеристик разгона МВУ и конденсаторов смещения в достаточном объеме затруднено по указанным выше причинам. Экспериментальные динамические характеристики МВУ и УМИ можно определить только для некоторых наиболее важных параметров объекта.

Динамические характеристики выпарных установок

В качестве объектов исследования использовались промышленные выпарные установки непрерывного действия, описание которых приведено в гл. 6: 1) двухступенчатая вакуум-выпарная установка «Единство» [146]; 2) трехступенчатая по ступ-

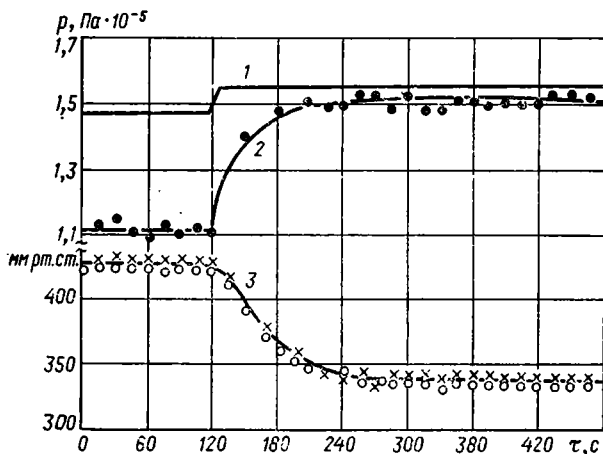


Рис. 10.5. Характеристики разгона выпарной установки:

1 — изменение расхода греющего пара $\Delta D_1 = 870$ кг/ч (31%); 2 — давление в греющей камере; 3 — вакуум в первом аппарате (X — паро-жидкостное пространство первого аппарата; O — греющая камера второго аппарата).

пеням выпаривания и двухступенчатая по использованию пара установка [145]; 3) пятиступенчатая промышленная установка для опреснения воды, работающая в г. Шевченко [252]. В процессе проведения опытов по определению динамических характеристик выпарных установок контролировали чистоту поверхности нагрева путем определения коэффициентов теплопереда-

чи в аппаратах, а также визуально, при периодических остановах аппаратов.

На рис. 10.5 представлены характеристики разгона давления в греющей камере и вакуума в первом аппарате выпарной установки «Единство», полученные при возмущении по расходу

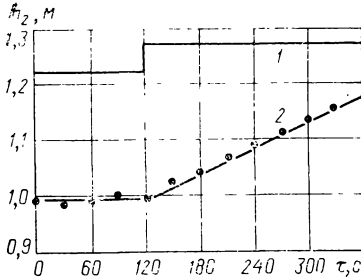


Рис. 10.6. Характеристики разгона по уровню h_2 во втором аппарате МВУ:

1 — изменение расхода жидкости на входе в аппарат $\Delta S_1=1700$ кг/ч (62%); 2 — уровень.

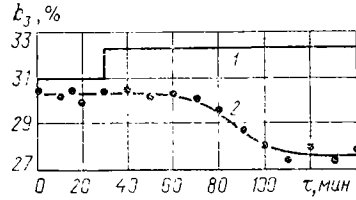


Рис. 10.7. Характеристики разгона по концентрации b_3 в третьем аппарате МВУ:

1 — изменение расхода жидкости на выходе из аппарата $\Delta S_3=250$ кг/ч (27,8%); 2 — концентрация.

греющего пара. Из графиков видно, что объект по этим каналам обладает самовыравниванием. Запаздывание в греющей камере незначительно, им можно пренебречь; переходное запаздывание вакуума (температуры) в первом аппарате при возмущении по расходу греющего пара равно приблизительно 10 с.

На рис. 10.6 представлены характеристики разгона по уровням во втором аппарате при изменении подачи раствора в аппарат. Из графиков видно, что такой объект может быть представлен астатическим звеном.

На рис. 10.7 представлены кривые разгона по концентрации в третьем аппарате при изменении расхода жидкости на выходе

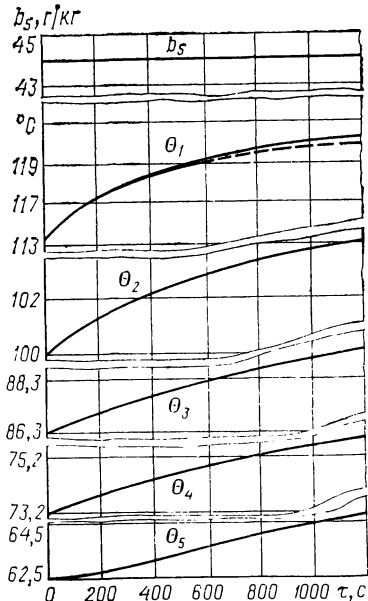


Рис. 10.8. Характеристики разгона промышленной опреснительной установки при возмущении по расходу воды на входе $\Delta S_0=-30\%$:

θ — температура жидкости в аппаратах; b_5 — концентрация солей в пятом аппарате; сплошные линии — результаты расчетов; пунктир — данные эксперимента.

из аппарата. Характеристики снимались при работающем регуляторе уровня жидкости в аппарате. По каналу регулирования уровня объект обладает значительной инерционностью и за-

паздыванием. Время запаздывания составляет 15—30 мин. Длительность переходного процесса по концентрации более 50 мин.

На рис. 10.8 представлены переходные характеристики промышленной опреснительной установки по ряду параметров при изменении расхода охлаждающей воды, подаваемой в конденсатор. Воздействие по указанному каналу передается со значительной инерционностью.

Более подробно результаты экспериментальных исследований указанных МВУ описаны в книге [3].

Динамические характеристики конденсаторов смешения

Динамические характеристики конденсаторов определялись на модели однокаскадного конденсатора и на промышленном каскадном конденсаторе (рис. 10.9).

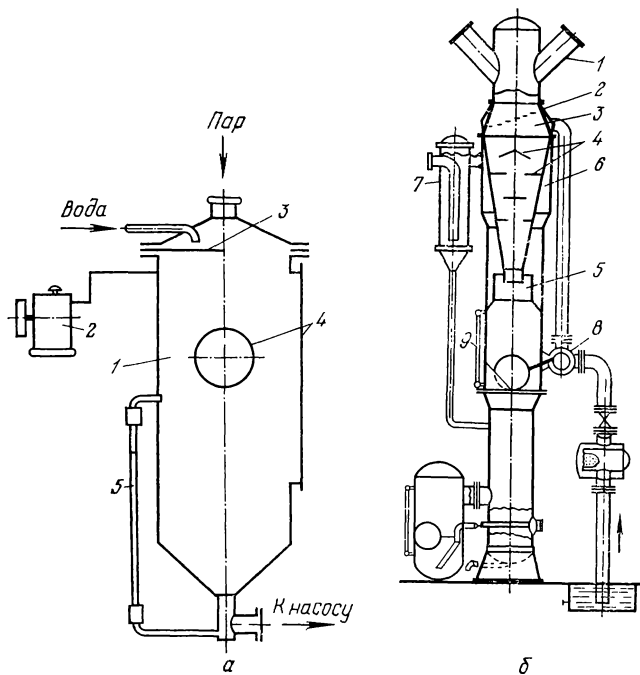


Рис. 10.9. Схемы конденсаторов смешения:

а — экспериментального; 1 — корпус; 2 — вакуум-насос; 3 — сегментная полка; 4 — смотровые окна; 5 — указатель уровня;
б — промышленного; 1 — ввод пара; 2 — камера поступления воды; 3 — корпус расширяющихся газов; 4 — полки; 5 — гидравлический затвор; 6 — камера отсоса неконденсирующихся газов; 7 — сепаратор; 8 — клапан; 9 — указатель уровня.

Экспериментальное определение динамических характеристик конденсаторов смешения производилось методом разгонных характеристик и на основе статистической обработки дан-

ных нормальной эксплуатации [253]. Результаты исследований описаны в литературе [3]. Приблизительно конденсатор может быть представлен по вакууму в виде инерционного звена с переходным запаздыванием. Длительность переходных процессов по вакууму составляет 60—65 с, а по температуре выходящей из конденсатора воды — 110—120 с.

Значения постоянной времени и коэффициента усиления, полученные методы статистической обработки некоторых эксплуатационных данных, удовлетворительно совпадают со значениями, определенными по характеристикам разгона. Однако для некоторых опытов данные, полученные статистическим методом, существенно отличаются от данных, полученных методом разгона и путем расчета по уравнению (4.133). Следует продолжить работы по совершенствованию методики статистической обработки данных нормальной эксплуатации МВУ и конденсатора.

На основе проведенных экспериментов оценены динамические характеристики конденсаторов смешения. Постоянная времени по давлению в конденсаторе составляет 10—13 с, запаздывание практически равно нулю. Постоянная времени по температуре воды на выходе конденсатора достигает 44 с, а время запаздывания — 40 с.

Оценка адекватности математических моделей МВУ и конденсаторов смешения

Адекватность математических моделей объектам оценивалась по величине квадратичного средневзвешенного отклонения расчетных и экспериментальных данных:

$$\sigma = 100 \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \frac{(x_{iэ} - x_{iт})^2}{x_{iэ}^2}}$$

где $x_{э}$ — экспериментальное значение переменной; $x_{т}$ — теоретическое (расчетное) значение переменной; n — число экспериментальных точек.

На рис. 10.1 нанесены точки, отражающие результаты экспериментов по определению статической зависимости вакуума в конденсаторе от расхода воды для МВУ типа «Ланг» (см. схему на рис. 5.1, в). Сплошной линией показаны результаты аналитического расчета на основе соотношений, приведенных в шестой главе. Отклонение экспериментальных данных от расчетных составляет 2,1%. Такое совпадение объясняется тем, что при аналитическом расчете статической характеристики в качестве исходных использовались значения коэффициентов теплопередачи в аппаратах, определенные при промышленных испытаниях установки.

На рис. 10.10 линией 2 представлена кривая разгона по уровню для третьего аппарата трехступенчатой выпарной установки, рассчитанная по уравнениям (4.52); точками нанесены результаты эксперимента. Отклонение расчетных и экспериментальных данных составляет 2,3%. Соотношения для расчета уровней в аппаратах не учитывают взаимосвязь параметров, характеризующих тепловые процессы в МВУ. Параметром, который зависит от тепловых процессов, происходящих как в первом, так и во втором аппарате

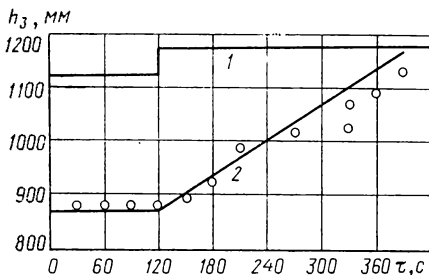


Рис. 10.10. Кривая разгона «уровень в третьем аппарате (2) — расход жидкости на входе (1)»; $\Delta S_2 = 2260$ кг/ч (+150%).

двухступенчатой установки, является температура (давление) в парожидкостном пространстве первого аппарата.

На рис. 10.11 сплошной линией 2 показаны характеристики разгона по температуре вторичного пара в первом аппарате трехступенчатой установки, полученные с помощью электронной аналоговой машины на основе методики, описанной ниже; точками нанесены результаты экспериментов. Математическая модель этой установки описана в литературе [3]. Результаты расчета и эксперимента отличаются не более чем на 2,5%.

Сравнение полученных переходных характеристик с графиками переходных процессов в МВУ, приведенными в литературе [132], показывает их качественное и приближенное ко-

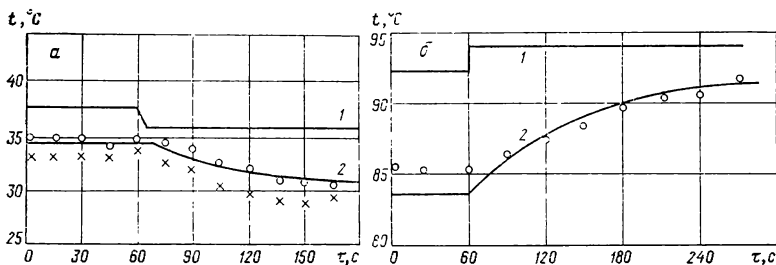


Рис. 10.11. Характеристики разгона «температура вторичного пара в первом аппарате (2) — расход греющего пара (1)»:

а — $\Delta D = -280$ кг/ч (-11%); б — $\Delta D = +420$ кг/ч (+16,8%).

личественное совпадение. При изменении расхода отбираемого пара длительность переходных процессов по температуре не превышает 5 мин, причем с наибольшей скоростью изменяется температура в парожидкостном пространстве, из которого производится отбор пара; с меньшей скоростью изменяется давление в греющей камере этого аппарата.

На рис. 10.8 представлены расчетная (1) и экспериментальная (2) кривые переходных процессов промышленной опреснительной установки по температуре испарения в первом аппарате при изменении расхода воды на конденсатор. При $\tau = 800$ с отклонение расчетных и экспериментальных данных не превышает 3,5%. Такой результат можно считать вполне удов-

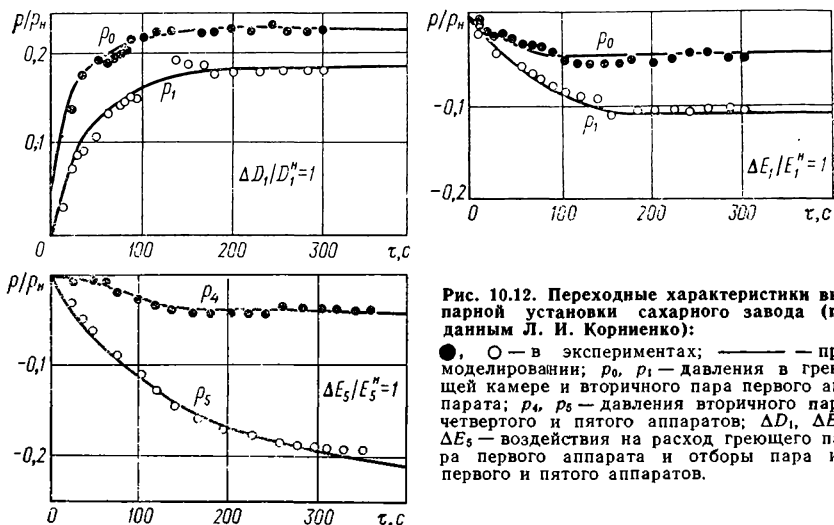


Рис. 10.12. Переходные характеристики выпарной установки сахарного завода (по данным Л. И. Корниенко):

●, ○ — в экспериментах; — — при моделировании; p_0, p_1 — давления в греющей камере и вторичного пара первого аппарата; p_4, p_5 — давления вторичного пара четвертого и пятого аппаратов; $\Delta D_1, \Delta E_1, \Delta E_5$ — воздействия на расход греющего пара первого аппарата и отборы пара из первого и пятого аппаратов.

летворительным, учитывая значение принятого для сравнения момента времени.

Экспериментальную проверку полученных автором данной книги уравнений выполнил в Киевском технологическом институте пищевой промышленности к.т.н. Л. И. Корниенко. На рис. 10.12 приведены характеристики разгона промышленной пятиступенчатой выпарной установки сахарного завода. Сплошные линии характеризуют изменения соответствующих параметров при моделировании. Сопоставление результатов эксперимента и моделирования показывает их хорошее совпадение (отклонение не превышает 12%).

Сопоставление динамических характеристик конденсаторов смещения показало, что отклонение результатов расчета по уравнению (4.134) от экспериментальных характеристик разгона не превышает 4%.

10.3. РАСЧЕТ И МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Информацию о переходных режимах выпарных установок можно получить на основе использования аналитических решений и методов моделирования на аналоговых и цифровых вычислительных машинах.

Аналитический расчет переходных режимов

Ряд динамических характеристик выпарных установок определяется на основе аналитических соотношений. Например, для аппаратов с кипением в большом объеме или в трубах переходные процессы по температуре развиваются со скоростями, на два порядка превышающими скорости переходных процессов по концентрации. Поэтому уравнения для расчета температурного режима можно рассматривать независимо от уравнений для концентраций. При небольших отклонениях коэффициенты этих уравнений могут быть приняты постоянными. При этом интегрируя систему уравнений (4.46) — (4.48) относительно температур пара в греющей камере t_n , поверхности нагрева t_c и жидкости θ , можно получить аналитические соотношения для расчета переходных процессов в одноступенчатом аппарате:

$$\begin{aligned} t_n &= t_{n0} + \sum_{i=1}^{i=3} a_{in} e^{P_i \tau} \\ t_c &= t_{c0} + \sum_{i=1}^{i=3} a_{ic} e^{P_i \tau} \\ \theta &= \theta_0 + \sum_{i=1}^{i=3} a_{i\theta} e^{P_i \tau} \end{aligned} \quad (10.6)$$

где P_i — корни характеристического уравнения. Более подробно аналитический расчет переходных процессов операционным методом рассмотрен в работе [254].

В случае большого числа ступеней для приближенного расчета переходных процессов в МВУ можно использовать при соответствующих упрощающих допущениях известные аналитические решения уравнений в частных производных (5.48) и (5.51). Например, при фиксированных расходах жидкости S_i для расчета переходных процессов по концентрации можно использовать решения, приведенные в работе [254]. При числе ступеней выпаривания $n > 3$ или необходимости учета тепловых емкостей пара и металла аналитические расчеты громоздки, поэтому следует применить метод математического моделирования на электронных машинах.

С помощью уравнений (4.49) и (4.51) рассчитывают переходные процессы в выпарном аппарате по концентрации. Интегрируя эти уравнения и принимая, что S_{i-1} , S_i и W_i являются независимыми переменными, получим [131]:

$$\begin{aligned} b_i &= b_{i-1} \frac{S_{i-1}}{S_{i-1} - W_i} + \left(b_{i0} - b_{i-1} \frac{S_{i-1}}{S_{i-1} - W_i} \right) \times \\ &\times \left[\frac{G_{i0}}{G_{i0} + (S_{i-1} - S_i - W_i) \tau} \right]^{\frac{S_{i-1} - W_i}{S_{i-1} - S_i - W_i}} \end{aligned} \quad (10.7)$$

где b_{i0} — концентрация раствора на выходе из i -го аппарата в момент внесения возмущения; $G_{i0} = (V_{i0} - f_i h_{i0}) \rho_i'''$ — масса раствора в выпарном аппарате при стационарном режиме работы; h_{i0} — уровень раствора.

Для случая работы аппарата при постоянном уровне на основе уравнения (4.49) получим:

$$b_i = b_{i-1} \frac{S_{i-1}}{S_i} + \left(b_{i0} - b_{i-1} \frac{S_{i-1}}{S_i} \right) e^{(-S_i/S_{i0}) \tau} \quad (10.8)$$

При помощи уравнений (10.6) — (10.8) можно оценить влияние режимных и конструктивных параметров на динамические свойства выпарного аппарата. В качестве критерия, характеризующего эти свойства, используем критерий инерционности, предложенный Б. Н. Девятовым [255]: площадь, заключенную между кривой переходного процесса и горизонтальной прямой, соответствующей значению нового установившегося режима. Для переходного процесса, описываемого уравнением (10.8), этот критерий равен:

$$\bar{P}_i = - \left(b_{i0} - b_{i-1} \frac{S_{i-1}}{S_i} \right) \int_0^{\infty} e^{(-S_i/S_{i0}) \tau} d\tau = \Delta b_i \frac{G_{i0}}{S_i} \quad (10.9)$$

где Δb_i — разность концентраций (в %) при новом установившемся режиме и в момент возмущения.

Анализ соотношения (10.9) показывает, что улучшение регулируемости выпарного аппарата может быть достигнуто путем увеличения массы жидкости в аппарате. Однако при этом увеличиваются его габариты и продолжительность тепловой обработки раствора.

Аналитические соотношения (10.6) — (10.8) позволяют приближенно оценить динамические свойства выпарных аппаратов по ряду параметров. Для достаточно полного исследования и расчета переходных режимов МВУ необходимо выполнить интегрирование системы дифференциальных уравнений установивки, а затем рассчитать эти режимы при различных параметрах объекта и возмущениях. При этом для МВУ приходится интегрировать систему $5n$ уравнений (где n — число аппаратов), а затем выполнить трудоемкие расчеты большого числа вариантов. Во многих случаях эта задача неразрешима. Поэтому для исследования и расчета переходных режимов МВУ целесообразно использовать современные ЭВМ.

Моделирование переходных режимов МВУ на электронной аналоговой машине

Достаточно полная методика моделирования переходных режимов МВУ по температурам и концентрациям впервые рассмотрена в работе [3]. При моделировании определялись динамические характеристики МВУ по различным параметрам,

а также оценивалось влияние конструктивных и режимных параметров аппаратов на динамические характеристики МВУ.

На рис. 10.13 дана структурная схема моделей одноступенчатого выпарного аппарата, составленная на основе системы дифференциальных уравнений (4.46) — (4.50). Пунктирными линиями показаны схемы, соответствующие отдельным урав-

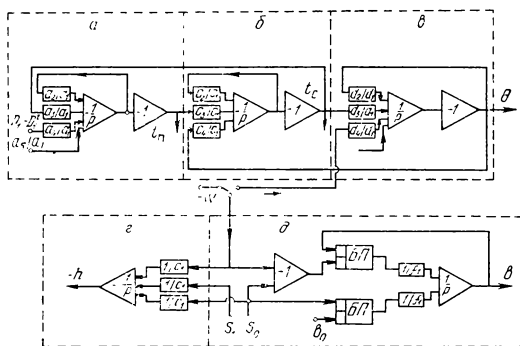


Рис. 10.13. Структурная схема аналоговой модели одноступенчатого выпарного аппарата.

нениям системы: *a*, *б*, *в* — уравнениям для моделирования температуры соответственно пара в греющей камере, поверхности нагрева и кипящей жидкости; *г* и *д* — уравнениям для моделирования концентрации и уровня.

На основе схемы модели одноступенчатого выпарного аппарата составлены схемы моделей МВУ различных типов. При этом использованы системы уравнений МВУ, полученные в гл. 5. На рис. 10.14 представлена структурная схема модели прямоточной установки с пароотборами. Пунктирными линиями показаны схемы моделей первого и второго аппаратов. В работе [3] приведены схемы моделей МВУ с параллельным использованием вторичных паров и других МВУ.

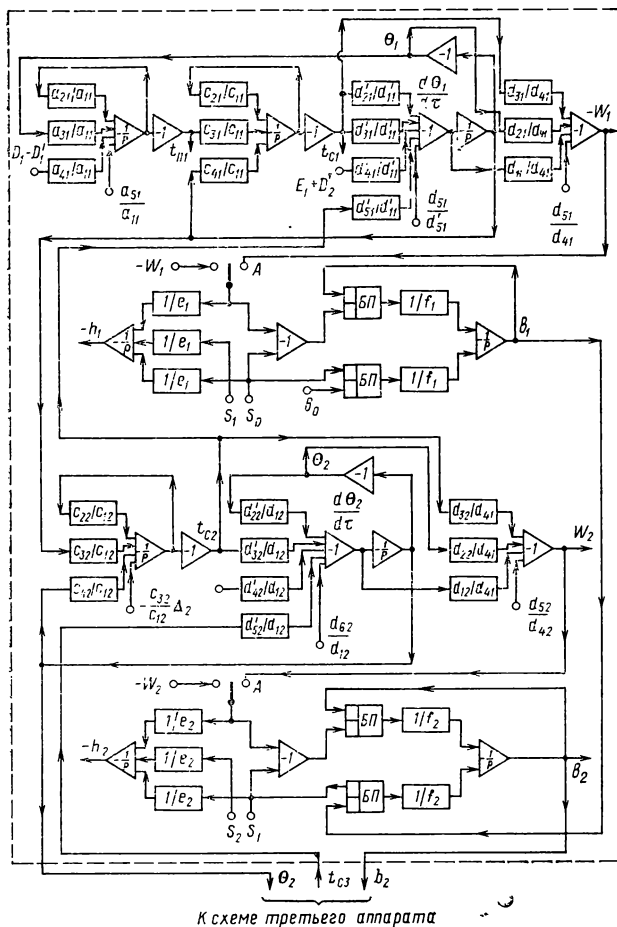
В табл. 11 указано число различных блоков, необходимых для моделирования МВУ с пароотборами в соответствии со схемой на рис. 10.14.

В табл. 12 приведены данные о числе различных электронных блоков, содержащихся в некоторых аналоговых ЭВМ, выпускаемых отечественной промышленностью.

ТАБЛИЦА 11

Число электронных блоков, необходимых для моделирования МВУ с пароотборами

Блок	Число аппаратов МВУ					n
	1	2	3	4	5	
Интегрирования	5	9	13	17	21	$4n+1$
Суммирования и инвентирования	6	11	16	21	26	$5n+1$
Умножения и деления	2	4	6	8	10	$2n$



К схеме третьего аппарата

Рис. 10.14. Структурная схема аналоговой модели МВУ с парогорбами.

Сопоставление данных табл. 11 и 12 показывает, что с помощью вычислительной машины типа МН-8 можно моделировать пятиступенчатую выпарную установку; с помощью машины типа ЭМУ-10 — четырехступенчатую установку; с помощью машин МПТ-11, МН-1, МНБ-1 — двухступенчатые установки, а машин МН-2, МН-7 и МНМ — лишь одноступенчатые выпарные аппараты. Поэтому целесообразно рассмотреть, как осуществить достаточно полное исследование динамических свойств МВУ на широко распространенных машинах типа МНБ-1, МН-7 и др.

При небольших отклонениях от равновесного состояния, при которых влияние концентрации и уровня на коэффициенты теплопередачи незначительно, уравнение для этих параметров можно рассматривать отдельно от уравнений для температур-

ного режима и осуществить моделирование концентраций и уровней независимо от моделирования температурного режима. При этом моделирование изменения концентраций и уровней в аппаратах производится при возмущении по концентрации раствора на входе в установку, а также по расходам раствора и пара при постоянном температурном режиме уста-

ТАБЛИЦА 12

Число электронных блоков в некоторых отечественных аналоговых ЭВМ

Тип машины	Число блоков			
	интегрирования	суммирования, инвертирования	умножения, деления	суммирования, интегрирования
МПТ-11	12	48	6	—
МН-8	32	48	12	—
МН-1	12	24	20	—
МН-2	6	12	10	—
МН-7	—	12	2	6
МНМ	—	12	2	6
МНБ-1	—	—	8	12
ЭМУ-10	—	24	8	24

новки. Моделирование изменения температурного режима и расходов вторичного пара осуществляется при возмущениях по расходу и параметрам греющего пара, расходу и температуре охлаждающей воды, толщине слоя накипи и др.

Необходимость и возможность поэтапного моделирования МВУ вызвана также тем, что инерционность объекта по концентрации значительно больше, чем по температурам. На основе данных расчета постоянных времени, приведенных в табл. 6 (гл. 4), а также экспериментальных исследований [132—134] видно, что скорость переходных процессов по температуре на 2—3 порядка больше, чем по концентрации. Поэтому моделирование концентрации и температуры в едином масштабе времени затруднено. На схемах моделей, представленных на рис. 10.13 и 10.14, предусмотрен специальный переключатель А, с помощью которого можно отключить схему, моделирующую изменение концентрации и уровня от схемы, моделирующей изменение температурного режима. Совместное рассмотрение результатов моделирования изменения концентраций и температурного режима позволяет получить достаточно полное представление о динамических характеристиках выпарных установок.

С помощью модели можно оценить влияние конструктивных и режимных параметров на динамические свойства выпарной установки. Например, коэффициенты уравнений выпарного аппарата $a_2 = a_3 = c_2$; $c_4 = d_3$ и d_2 зависят от толщины слоя накипи. Определив эти коэффициенты для различных периодов работы выпарной установки и варьируя их соответствующим образом, можно оценить влияние процесса накипеобразования на динамические характеристики МВУ. Этот расчет облегчается при использовании аналоговой вычислитель-

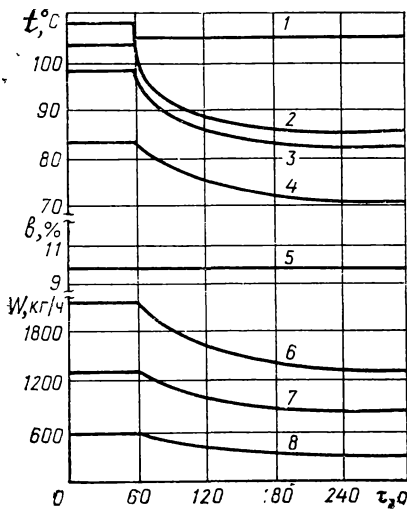


Рис. 10.15. Характеристики разгона трехступенчатой выпарной установки:

1 — изменение расхода греющего пара $\Delta D = -1000$ кг/ч (-40%); 2, 3, 4 — температура соответственно пара в греющей камере, поверхности нагрева, кипящей жидкости; 5 — концентрация в первом аппарате; 6, 7, 8 — расходы вторичного пара соответственно в первом, втором и третьем аппаратах.

различных значениях коэффициентов $a_2 = a_3 = c_3$; c_2 ; $c_4 = d_3$ и d_2 , зависящих от коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 и других параметров аппаратов. Например, на коэффициенты $a_2 = a_3 = c_3$; c_1 ; c_2 ; $c_4 = d_3$ и d_2 влияет толщина стенки трубы; варьируя ее, можно определить влияние толщины труб на динамику выпарной установки. Коэффициенты d_1 и f_1 зависят от объема жидкости в аппарате; изменяя их на модели в соответствии с объемом различных элементов аппаратов (днищ, корпуса и т. д.), можно оценить влияние конструктивных параметров на динамические свойства аппарата.

В качестве примера на рис. 10.15 представлены характеристики разгона трехступенчатой выпарной установки с параллельным использованием вторичных паров (см. схему на рис. 5.1, в) по некоторым параметрам при скачкообразном изменении расхода пара. Конструктивные и режимные параметры этой установки, начальные, минимальные и максимальные значения переменных, уравнения динамики и машинные уравнения приведены в приложении к монографии [3].

Погрешность моделирования выпарной установки на аналоговой вычислительной машине определяется на основе погрешностей решающих элементов лишь для линейной системы уравнений МВУ. Эта погрешность может быть оценена также на основе сопоставления результатов моделирования с результатами аналитического или численного решения, полученными с известной небольшой погрешностью — значительно меньшей, чем возможная погрешность моделирования (порядка 0,5%). При этом погрешность моделирования зависит от числа аппаратов и для трехступенчатой выпарной установки не превышает 6—7%.

При моделировании нелинейной системы уравнений МВУ достаточно точное определение погрешности моделирования затруднительно. Оно выполняется путем сопоставления ре-

зультатов моделирования с результатами приближенных численных решений или с результатами расчетов на основе аналитических решений, полученных для частных случаев.

С помощью электронной моделирующей установки непрерывного действия получены динамические характеристики МВУ по различным параметрам при разных возмущениях, а

ТАБЛИЦА 13

Постоянные времени элементов выпарной опреснительной установки
(в секундах)

Аппараты	τ_1'	τ_1''	τ_1'''	T_1	T_2	τ_3'	τ_3''	τ_3'''	T_3	T_4
I	0,20	0,09	0,56	0,85	0,89	67,0	1,4	0,75	69,15	1090
II	0,20	0,09	0,58	0,87	0,90	66,5	1,37	0,16	68,03	1390
III	0,13	0,09	0,61	0,83	0,99	80,4	1,65	0,60	82,65	1740
IV	0,09	0,11	0,62	0,82	1,09	142,0	1,97	0,52	144,49	3340
V	0,02	0,16	0,63	0,81	1,23	124,0	2,62	0,28	126,90	2850

Примечание. $T_1 = \tau_1' + \tau_1'' + \tau_1'''$, где τ_1' , τ_1'' , τ_1''' — постоянные времени звеньев, греющей камеры, пленки конденсата и металла корпуса греющей камеры; T_2 — постоянная времени звена поверхности нагрева; $T_3 = \tau_3' + \tau_3'' + \tau_3'''$, где τ_3' , τ_3'' , τ_3''' — постоянные времени звеньев: жидкости, металла, охватывающего парожидкостное пространство, и вторичного пара; T_4 — постоянная времени аппарата по концентрации.

также оценено влияние конструктивных и режимных параметров на динамику выпарной установки. Моделировались выпарные установки различных типов. Более подробно результаты моделирования двух- и трехступенчатых выпарных установок приведены в монографии [3].

Для изучения динамики опреснительной установки использовались аналоговые вычислительные машины МНБ-1 и МН-7, работающие совместно.

В табл. 13 приведены значения постоянных времени исследуемой установки по температурам и концентрации.

Из таблицы видно, что скорость переходных процессов по температуре на 1—2 порядка больше, чем по концентрации, поэтому моделирование проводилось в различных масштабах времени по этапам: 1) моделирование температурного режима установки при различных воздействиях; 2) моделирование концентрации при постоянном тепловом режиме. Моделирование температурного режима установки осуществлялось при возмущениях по расходу греющего пара: $\pm 10\%$, $\pm 20\%$ и $\pm 30\%$ от начального расхода греющего пара. Определались также переходные характеристики при возмущениях по температуре и расходу воды на входе в конденсатор.

При возмущении по расходу воды были осуществлены два варианта определения переходных характеристик: а) коэффициенты уравнений выпарных аппаратов, зависящие от расхода воды, не изменялись; б) изменяли расход воды на входе в конденсатор и при этом одновременно учитывали изменения коэффициентов уравнений выпарных аппаратов, зависящие от расхода. Эти варианты осуществлялись для оценки возможности реализации более простого моделирования (по первому варианту).

На рис. 10.16 представлены зависимости изменения температуры пара, жидкости и поверхности нагрева во времени. Очевидно, абсолютные изме-

нения температур в аппаратах при возмущении по расходу пара уменьшаются к последнему аппарату. Например, при изменении расхода греющего пара на $\pm 20\%$ значение θ_1 изменяется на 11 град., а θ_5 — на 1 град. Из этих графиков видно также, что после указанного воздействия режим работы первых аппаратов быстрее достигает установившегося состояния, чем последних. Из этого следует, что при экспериментальном определении динамических характеристик МВУ с помощью кривых разгона необходима длительная стабилизация всех параметров установки.

На рис. 10.17,а представлены переходные характеристики установки по температурам жидкости в аппаратах при возмущении по расходу воды на конденсатор для случаев, когда коэффи-

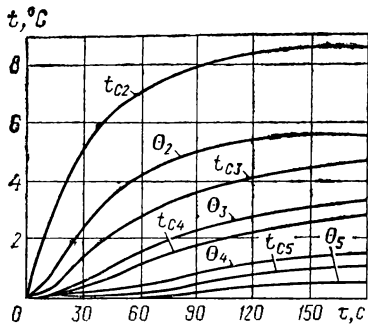


Рис. 10.16. Изменение температурного режима опреснительной установки при возмущении по расходу греющего пара $\Delta D_1 = +20\%$.

циенты уравнений динамики выпарных аппаратов, зависящие от расхода воды, сохраняются постоянными, и когда эти коэффициенты изменяются соответственно изменению расхода. Из графиков видно, что результаты модели-

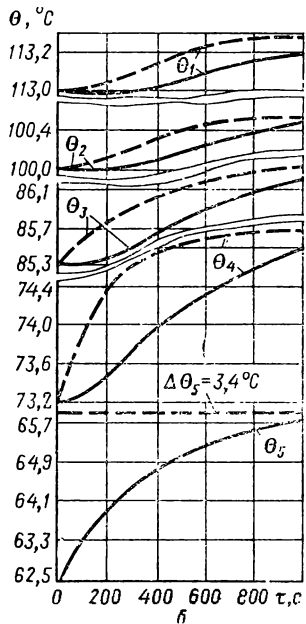
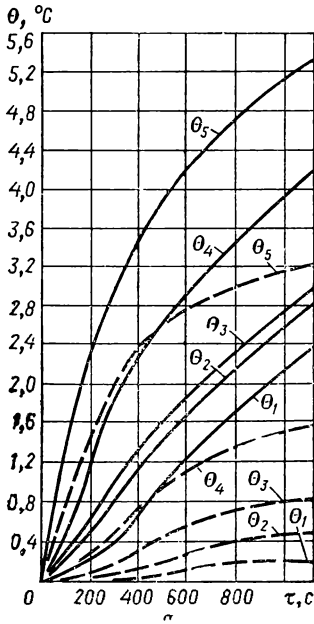


Рис. 10.17. Изменение температурного режима выпарной установки при возмущении по расходу воды на конденсатор $\Delta S_0 = 285 \cdot 10^3$ кг/ч:

а — сплошная линия — с учетом зависимости коэффициентов уравнений от S_0 , пунктир — без учета; б — сплошная линия — с учетом динамики конденсатора; пунктир — без учета.

рования в этих случаях существенно различны, так что необходимо учитывать зависимость коэффициентов d_{11} от расхода воды на установку S_0 .

На модели оценивалось влияние поверхностного конденсатора на динамику выпарной установки. На рис. 10.17,б представлены результаты моде-

дирования опреснительной установки при возмущении по расходу воды на конденсатор для случаев, когда динамика конденсатора учитывается, и когда конденсатор рассматривается как статическое звено. Из графиков видно, что характер переходных процессов существенно различается, хотя после переходного процесса в обоих случаях устанавливаются одинаковые параметры.

На рис. 10.18 приведены характеристики разгона опреснительной установ-

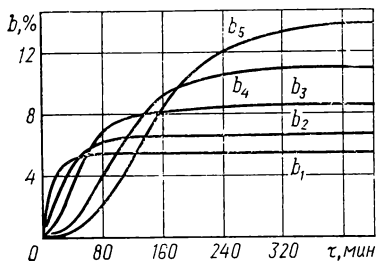


Рис. 10.18. Характеристика разгона выпарной установки по концентрациям при возмущении по b_0 ($\Delta b_0/b_0=30\%$).

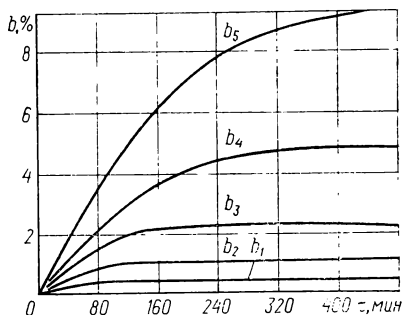


Рис. 10.19. Характеристики разгона выпарной установки по концентрациям при возмущении по S_0 ($\Delta S_0=142,5 \cdot 10^3$ кг/ч).

ки по соленосодержанию в аппаратах при изменении концентрации солей в воде, поступающей в первый аппарат. Из графиков видно, что длительность переходных процессов в этом случае достигает около 6 часов. На рис. 10.19 представлены характеристики разгона по концентрации при возмущении по расходу воды, если уровни жидкости в аппаратах постоянны, что обеспечивается с помощью переливных труб.

Моделирование переходных режимов МВУ на ЭВМ



Для повышения точности моделирования и учета нелинейностей применяют ЭВМ, использование которой особенно эффективно для решения задачи упрощения математической модели объекта. При этом на ЭВМ моделируется наиболее точная и соответственно сложная система уравнений. Затем вводится какая-либо упрощающая посылка и моделируется упрощенная система уравнений. Результат моделирования упрощенной системы сопоставляется с результатами моделирования точной системы по какому-либо критерию (например, разности значений выходной переменной при времени процесса, равном трем постоянным времени). Далее вводятся следующие упрощения и вновь сопоставляются результаты. Таким образом, с помощью ЭВМ определяется математическая модель объекта достаточно простая, но обеспечивающая требуемую точность оценки параметров объекта.

На ЭВМ выполняется сопоставление нелинейной и линейной моделей выпарной установки с целью нахождения границы применения линейной модели и определения области, где необходимо использовать нелинейную модель. Для получения не-

линейной модели используют систему уравнений (4.46) — (4.50), коэффициенты которой зависят от переменных, характеризующих объект. При этом учитывают все существенные нелинейные связи между параметрами, в частности зависимости коэффициентов теплоотдачи и теплофизических свойств жидкостей и пара от различных факторов. В нелинейной моде-

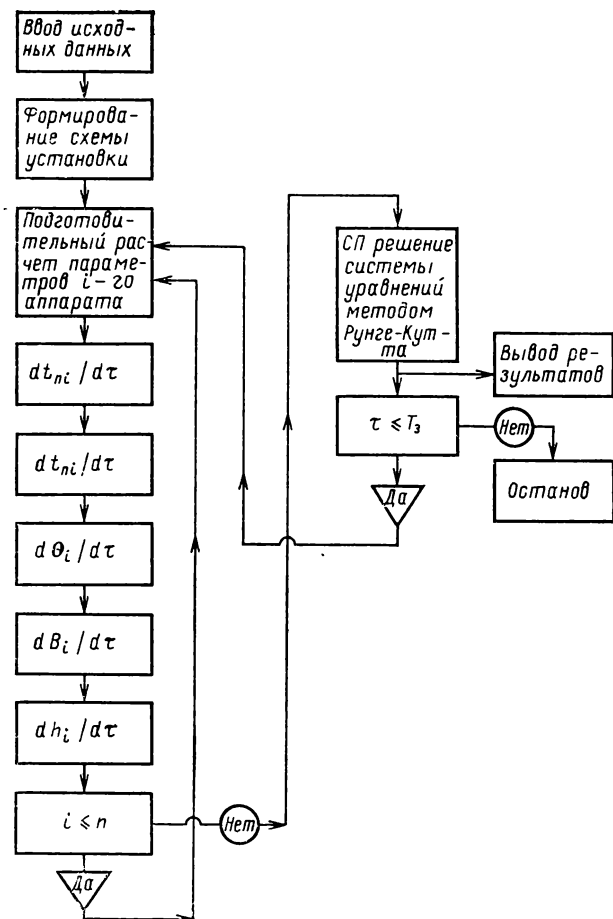


Рис. 10.20. Блок-схема алгоритма расчета переходных режимов МВУ на ЭВМ.

ли используют зависимости, связывающие давление, энтальпию, внутреннюю энергию, плотность пара и воды на линии насыщения с температурой, а также зависимости плотности, теплоемкости и вязкости раствора от температуры и концентрации.

Для моделирования нелинейной системы дифференциальных уравнений МВУ составлена программа, блок-схема которой

приведена на рис. 10.20. В ней используется ряд стандартных пропрограм (СП), в том числе решение системы дифференциальных уравнений методом Рунге — Кутты с автоматическим выбором шага по заданной точности. Более подробно схема алгоритма описана в работе [257].

ТАБЛИЦА 14

Результаты моделирования одноступенчатого выпарного аппарата

τ, c	0		3		5		25	
	+30	-30	+30	-30	+30	-30	+30	-30
$\Delta D_1, \%$								
$(t_n - \theta)/(t_n - \theta)_n$	100	100	114,7	83,6	115,6	81	119	80
h/\bar{h}_n	100	100	101,3	98,5	101,3	98,3	101,4	100,8
α_1/α_{2n}	100	100	91	109,5	91	110	90	111
α_2/α_{2n}	100	100	118,3	90	119	86,7	121	81

Примечание. Индекс «н» относится к параметрам объекта при $\tau=0$.

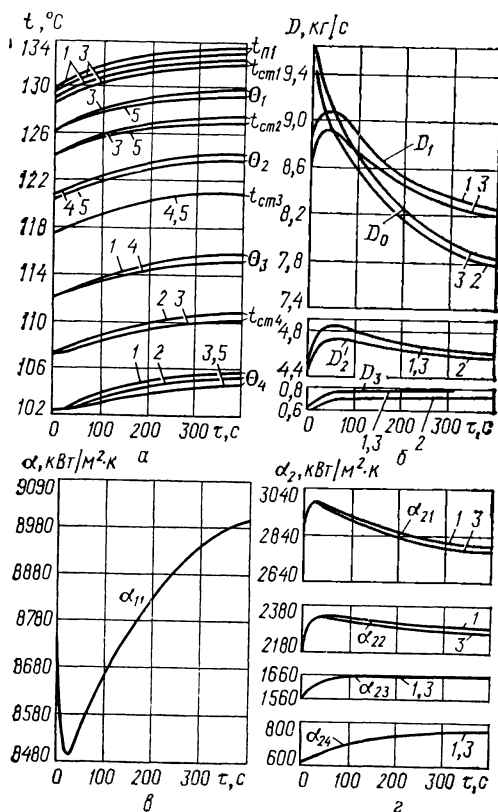
ЭВМ может использоваться при статистическом моделировании МВУ с целью изучения объекта при случайных внешних и внутренних воздействиях, а также с целью упрощения математической модели с учетом случайного характера изменения возмущений и некоторых параметров объекта. В последнем случае производится сопоставление более точной и упрощенной модели по одному из критериев, например по минимуму среднеквадратичного отклонения (σ). Определяется простая модель, обеспечивающая при статистическом моделировании величину σ , не превышающую заданного значения.

С помощью ЭВМ изучались динамические свойства МВУ и оценивалась возможность упрощения математической модели выпарных аппаратов [258]. При моделировании определялись динамические характеристики установки для следующих переменных: $t_n, t_c, \theta, b, h, \alpha_1, \alpha_2$. Моделировался одноступенчатый выпарной аппарат с естественной циркуляцией для выпаривания раствора в условиях работы первого аппарата выпарной станции сахарного завода и МВУ. В табл. 14 приведены результаты моделирования одноступенчатого аппарата, характеризующие относительные изменения параметров при равных, но противоположных по знаку возмущений ($\Delta D_1 = \pm 30\%$) в моменты времени 0; 3; 5 и 25 с.

На основе данных данной таблицы можно сделать вывод о значительном изменении в переходном процессе коэффициентов теплоотдачи α_2 и существенной несимметричности динамических характеристик при нанесении симметричных воздействий.

На основе моделирования многоступенчатой выпарной установки сахарного завода получены также переходные характеристики при воздействиях расходом греющего пара, ходом регулирующего органа на линии греющего пара, отборами

вторичных паров из аппаратов, расходом и концентрацией раствора на входе в установку, а также совместным воздействием нескольких возмущений. Использовались нелинейная и упрощенная математические модели при воздействиях, разных по амплитуде, но одинаковых по знаку, и наоборот, одинаковых по амплитуде, но разных по знаку (симметричных).



На рис. 10.21 в качестве примера представлены динамические характеристики МВУ, полученные на основе нелинейной и упрощенных моделей при ступенчатом воздействии ходом регулирующего органа на линии подачи греющего пара в первый аппарат ($\Delta C_0 = +30\%$).

Из графиков видно, что при скачкообразном увеличении сечения регулирующего органа на линии греющего пара в первый момент соответственно увеличивается расход пара в греющую камеру, и температура (давление) в греющей камере повышается. Это приводит к увеличению температурного напора в первом аппарате и соответственно к повышению температуры поверхности на-

Рис. 10.21. Результаты моделирования переходных характеристик четырехступенчатой МВУ:

1 — на основе нелинейной модели; 2 — при постоянных коэффициентах уравнений при скоростях изменения режимных параметров; 3 — при постоянных α_{1i} и α_{2i} ; 4 — при постоянстве α_{1i} ; 5 — при постоянстве всех коэффициентов уравнений, а также α_{1i} и α_{2i} .

грева и раствора, а следовательно, и расхода вторичного пара из аппарата. Увеличение расхода вторичного пара из первого аппарата приводит к повышению температуры (давления) пара в греющей камере и соответственно температуры поверхности нагрева и парожидкостного пространства второго аппарата. Аналогично передается воздействие на третий и последующие аппараты МВУ.

По мере роста температуры (давления) пара в греющей камере каждого аппарата МВУ возрастает противодействие, что обуславливает уменьшение расхода пара, поступающего в аппарат. Вследствие этого температурный напор в первом аппарате увеличивается значительно меньше, чем при действии постоянного ступенчатого возмущения по расходу греющего пара. Поэтому в последующие аппараты МВУ вносятся значительно меньшие возмущения, которые приводят к относительно меньшему изменению режимных параметров установки. Увеличение расходов вторичных паров по аппаратам приводит к соответствующему понижению уровней в них. Стабилизация уровней обеспечивается путем увеличения расходов жидкости по аппаратам, компенсирующего увеличение расходов вторичного пара.

Анализ графиков на рис. 10.21 показывает, что по каналам «сечение регулирующего органа пара на входе в греющую камеру первого аппарата — температура пара в греющей камере (или температура поверхности нагрева, температура жидкости в первом, втором и последующих аппаратах)» объект обладает самовывравниванием. Время переходного процесса по этим каналам находится в пределах 400—600 с. Время запаздывания по каналам «сечение регулирующего органа пара на входе в греющую камеру первого аппарата — температура жидкости во втором, третьем и последующих аппаратах» равно соответственно 5, 7 и 15 с. Время запаздывания определяют как периоды, в течение которых соответствующие температуры изменяются на 0,02 град., а концентрации — на 0,005% от установившихся значений.

Сопоставлялись динамические характеристики МВУ, полученные на основе нелинейной и упрощенной моделей, с целью определения достаточно точной и простой модели. Сопоставление проводилось, в частности, на основе оценки отклонений параметров для момента $\tau=400$ с. Оно позволяет сделать следующие выводы.

1. Параметры, рассчитанные на основе нелинейных и упрощенных моделей, значительно отличаются между собой вследствие влияния нелинейности.

2. Существенная асимметричность динамических характеристик наблюдается в случае учета зависимостей расходов пара и жидкости от температуры (давления) парожидкостного пространства.

3. Важное значение имеет учет зависимости α_{2i} от температурного напора и концентрации жидкости. Если ее не учитывать, возможны значительные расхождения в отклонениях параметров на основе нелинейной и упрощенных моделей: для температур — 3,4%, концентрации — 43,5%, расхода жидкости — 43,2%, расхода пара — 38,5%, коэффициентов теплоотдачи α_{1i} — 19% и α_{2i} — 48%.

4. Неучет нелинейных зависимостей коэффициентов уравнений динамики a_{1i} , c_{1i} , d_{1i} и α_{1i} от температур не приводит к существенным погрешностям.

5. Наиболее существенные различия в значениях параметров, полученных на основе нелинейной и упрощенных моделей, наблюдаются по мере увеличения номера аппарата по отношению к аппарату, в котором произведено возмущение.

10.4. АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Вопросам автоматизации выпарных установок посвящены работы [32, 121, 155] и др. Описание датчиков для контроля и регулирования выпарных установок, а также рекомендации по выбору контрольно-измерительной аппаратуры приведены, в частности, в работах [155, 259].

С учетом задач автоматизации МВУ можно условно подразделить на следующие группы: 1) МВУ, статические и динамические характеристики которых не изменяются во времени (твердые отложения на поверхностях нагрева отсутствуют); 2) МВУ, свойства которых меняются во времени (коэффициент теплопередачи снижается вследствие отложений на поверхности нагрева). Каждая из этих групп может, в свою очередь, подразделяться на две подгруппы: а) установки без пароотбора; б) установки с пароотбором.

Установки первой группы без пароотбора при небольшом числе аппаратов достаточно хорошо регулируются с помощью систем стабилизации параметров: температура (давление) пара в греющей камере первого аппарата, уровни, концентрации готового продукта. Примером является система стабилиза-

ции давления пара в греющей камере 1-го аппарата [134], управляющая подачей пара в аппарат в зависимости от температуры пара или парожидкостной смеси в нем. Эта система, обеспечивающая постоянство температуры кипения в первом аппарате, поддерживает постоянной его производительность в условиях образования накипи. При этом производительность второго и последующих аппаратов снижается, так как коэффициенты теплопередачи уменьшаются при накипееобразованиях, а температурный напор этих аппаратов сохраняется неизменным. Такая САР при образовании накипи во 2-м аппарате не обеспечивает постоянной производительности установки.

Недостатком системы регулирования, поддерживающей постоянство температуры кипения в первом аппарате, является то, что при снижении температуры автоматический регулятор воздействует на подачу пара, что приводит к увеличению температуры в греющей камере выше значения, допустимого по условиям предотвращения накипи. Кроме того, по мере образования накипи в первом аппарате этот регулятор увеличивает давление в греющей камере, что способствует увеличению накипееобразования.

Для предотвращения накипееобразований целесообразно регулировать температуру поверхности нагрева или же температуру пара в греющей камере. Выбор этих параметров в качестве импульса для САР, регулирующей подачу пара, оправдан еще и потому, что по каналам регулирования этих температур объект обладает лучшими динамическими свойствами. На рис. 10.5 представлены переходные характеристики выпарной установки. Из их анализа видно, что по каналу «расход греющего пара — температура кипящей жидкости» объект обладает существенной инерционностью, что подтверждается также экспериментальными данными. Из этих графиков видно, что запаздывание по каналу «расход пара — давление пара в греющей камере» практически отсутствует. Поэтому качество регулирования (время переходного процесса регулирования, максимальное динамическое отклонение регулируемой величины) будет выше у САР, для которой регулирующим параметром служит температура поверхности нагрева или давление в греющей камере.

При большом числе трубок в выпарном аппарате измерение температуры трубки в одной точке может оказаться непредставительным; измерение же в нескольких точках ряда труб затруднено. Поэтому можно использовать в качестве регулирующего импульса температуру, а при небольших нагревах — давление греющего пара. На двухступенчатой выпарной установке [3] смонтирована САР, для которой регулирующим импульсом служит давление в греющей камере первого аппарата.

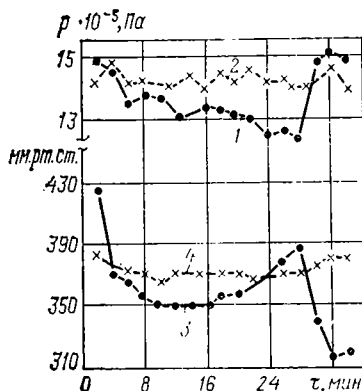
На рис. 10.22 даны графики изменения некоторых параметров выпарной установки при автоматическом и ручном уп-

равлении. Из графиков видно, что регулятор хорошо стабилизирует не только давление преющего пара, но и вакуум в парожидкостном пространстве аппарата. Необходимо отметить, что при закрытии регулирующего клапана давление в греющей камере может понизиться ниже атмосферного, и через линию продувки неконденсирующихся газов в греющую камеру будет поступать воздух. Для предотвращения этого необходимо снабжать линию продувки обратным клапаном.

Регулятор, импульсом для которого служит температура поверхности нагрева или темпе-

Рис. 10.22. Регулирование давления при автоматическом и ручном управлении:

1, 2 — давление в греющей камере при ручном и автоматическом управлении; 3, 4 — вакуум в первом аппарате при ручном и автоматическом управлении.



ратура (давление) пара в греющей камере, обеспечивает наилучшие условия для предотвращения образования накипи или нагара, так как поддерживает постоянной температуру, в значительной степени определяющую этот процесс.

Важнейшим технологическим параметром процесса выпаривания, определяющим качество готового продукта, является концентрация раствора на выходе из выпарной установки. Выпарной аппарат при эксплуатации подвержен различным возмущающим воздействиям, вызывающим отклонение концентрации от заданной.

Известно несколько способов регулирования концентрации раствора, выходящего из выпарного аппарата: изменением расхода жидкости на входе в аппарат или выходе из него, количества выпаренной воды, а также различными комбинациями этих регулирующих воздействий [121]. Изменение концентрации раствора в аппарате при одном и том же возмущающем или регулирующем воздействии существенно зависит от того, на какую линию воздействует исполнительный орган регулятора уровня: при установке регулятора на линии выхода раствора из аппарата изменение концентрации происходит с большей скоростью, чем при установке на линии входа [3].

Концентрация и уровень жидкости в выпарном аппарате являются взаимосвязанными параметрами. Любое возмущающее или регулирующее воздействие (кроме изменения концентрации на входе), приводящее к изменению концентрации раствора в аппарате, вызывает также изменение уровня жидкости в нем.

При регулировании концентрации изменением расхода жидкости на выходе из аппарата большое значение имеет нормальная работа регулятора уровня. Если элементы регулятора обладают нечувствительностью и запаздыванием, то при воздействии регулятора концентрации на расход раствора на выходе из аппарата концентрация в нем не меняется до начала воздействия регулятора уровня на приток жидкости. В качестве примера на рис. 10.7 представлена экспериментальная характеристика фазгона последнего аппарата трехступенчатой вакуум-выпарной установки по концентрации при изменении расхода жидкости на выходе из аппарата, полученная при наличии нечувствительности в регуляторе уровня.

Если главной задачей регулирования аппарата является поддержание постоянной концентрации раствора на выходе из аппарата, то лучшее качество регулирования обеспечивается, если в качестве регулирующего воздействия выбрано изменение расхода жидкости на входе. Если же требуется более качественное регулирование уровня в аппарате, то регулирование концентрации следует осуществлять изменением расхода на выходе, а уровня — на входе.

Для объекта с переходным запаздыванием (каким является выпарная установка) мерой регулируемости служит отношение \bar{P}_n/τ_n , где τ_n — время переходного запаздывания, а \bar{P}_n определяется, например, по уравнению (10.9). Чем больше это отношение, тем лучше регулируемость аппарата.

Одним из важнейших параметров регулирования работы выпарных установок является уровень раствора. Поэтому в подавляющем большинстве случаев выпарные аппараты оборудованы системами автоматического регулирования уровня. Проводились работы по разработке систем экстремального регулирования уровня [245, 260], однако технико-экономическая целесообразность применения такого регулирования не установлена. Причина этого состоит в том, что выпарные установки подвержены действию многочисленных возмущений. При этом экстремальный регулятор вследствие инерционности установки, пологости целевой функции в окрестности экстремальной точки и частых возмущений не успевает отыскивать новое значение экстремума. Система регулирования оптимальных уровней, обеспечивающих максимальные коэффициенты теплопередачи при кипении раствора и соответственно максимальную производительность МВУ, разработана на одном из заводов [261].

Если МВУ работает совместно с конденсатором смешения, то заданной производительности соответствует определенный расход воды на конденсатор, рассчитываемый по уравнению (9.13). Для управления подачей воды можно использовать вычислительное устройство, рассчитывающее требуемое $D_{ж}$ по уравнению (9.13) или (9.30).

Для улучшения качества регулирования МВУ, особенно при значительном числе аппаратов, перспективно применение САР, в которых используются принципы инвариантности. Для установок с пароотборами возмущения по нагрузкам потребителей зачастую имеют статистический характер. В этом случае перспективны системы, самоприспосабливающиеся к различным условиям работы завода.

Для МВУ второй группы (с отложениями на поверхности нагрева) кроме задач и способов управления, рассмотренных выше, возникает дополнительная задача: автоматическая оптимизация режима работы установки в условиях снижения интенсивности процесса выпаривания вследствие твердых отложений на поверхностях нагрева. При этом могут рассматриваться два основных режима: 1) режим, обеспечивающий постоянство производительности МВУ; 2) режим, при котором поддерживается постоянным температурный напор. Часто оба режима используются совместно.

В первом случае задача управления сводится к регулированию температурного напора по уравнению

$$\Delta t = \Delta t_0 + \varepsilon t \quad (10.10)$$

Для установок без пароотбора условие (10.10) тождественно условию

$$D_i i'' = \text{const} \quad (10.11)$$

которое реализуется значительно проще, чем уравнение (10.10). Выполнение условия (10.11) обеспечивает постоянство производительности МВУ без пароотбора при любых режимах работы.

В случае, когда МВУ работает при постоянном температурном напоре и накипеобразовании, производительность установки непрерывно снижается. При этом необходимо определять время остановки на очистку, обеспечивающее максимальную производительность, минимальную себестоимость продукта, максимальный доход. Методы определения этого времени описаны в работах [6, 245—250]. Правда, эти методы разработаны при условии постоянства коэффициента накипеобразования. При этом производительность аппарата снижается по параболическому закону. В действительности же во многих случаях снижение производительности носит случайный характер. В связи с этим задача определения времени остановки на очистку может быть решена следующим образом.

Параметры (производительность установки ΣW , время работы установки τ_p и очистки $\tau_ч$) подаются на вычислительное устройство, которое определяет среднюю производительность установки за цикл между двумя очистками по уравнению:

$$\left(\Sigma W\right)_{\text{cp}} = \frac{\int_0^{\tau_p} \Sigma W dt}{\tau_p + \tau_ч}$$

Одновременно вычисляется отношение $d(\Sigma W)_{\text{cp}}/dt$. При условии $\partial(\Sigma W)_{\text{cp}}/\partial\tau_p = 0$ установку можно остановить на очистку. Однако следует учитывать, что время работы выпарной установки необходимо выбирать значительно большим, чем время, определенное из условия $\max \Sigma W$, так как после достижения максимальной производительности установки она снижается очень медленно (см. рис. 9.6). В этом случае в системе управления необходимо предусмотреть устройство запоминания максимального значения $(\Sigma W)_{\text{cp}}^{\max}$ и подачу сигнала на остановку при снижении производительности на некоторую заданную величину, меньшую, чем $(\Sigma W)_{\text{cp}}^{\max}$.

В литературе [261] описано устройство для определения оптимальной продолжительности работы МВУ до остановки на очистку, принцип которого основан на использовании формулы (9.41). Эти устройства разработаны в КТИПП и основаны на измерении текущей полезной разности температур в выпарном аппарате при накипеобразовании и сравнении этой величины с полезной разностью температур при чистой поверхности теплообмена при той же производительности.

В МЭИ проводятся работы по применению управляющих вычислительных машин (УВМ) для оптимального управления выпарной станцией хлорного завода [259]. Предлагается следующая структура системы управления. Автоматические регуляторы стабилизируют на заданном уровне ряд параметров выпарной станции: уровни в аппаратах, концентрацию раствора на выходе первой и второй ступени, давление пара в греющей камере, вакуум в конденсаторе. Через определенные интервалы времени на УВМ вычисляются в соответствии с алгоритмом управления оптимальные для заданной ситуации значения управляющих воздействий. При этом осуществляется воздействие на уставки стабилизирующих регуляторов, которые выводят выпарную установку на оптимальный режим. Одновременно УВМ регистрирует необходимые показатели процесса. В случае неисправности вычислительной машины предлагается автоматическое отключение ее с сохранением уставок стабилизирующих регуляторов, которые они имели до повреждения УВМ.

Для реализации алгоритма управления выпарными станциями хлорного производства намечено использование цифровой УВМ. В качестве УВМ выпарной установки может использоваться также статическая аналоговая модель, работающая совместно с многоканальным оптимизатором, определяющим оптимальные воздействия. Окончательный выбор цифровой или аналоговой вычислительной машины для управления выпарной установкой может быть сделан лишь после сравнительных промышленных испытаний.

Работы МЭИ по использованию УВМ для управления выпарной станцией не завершены, однако предложенная в них методика может быть использована при применении УВМ для

управления выпарными установками в различных отраслях промышленности.

Следует указать на перспективность применения саморегулирования для управления МВУ [262]. Рассмотрим некоторые возможности такого регулирования.

1. Если обеспечить на регулирующем клапане преющего пара сверхкритический перепад давления, то расход пара на установку практически не будет зависеть от изменений давления в греющей камере. Следовательно, при различных внутренних возмущениях МВУ будет работать при постоянной производительности установки по испаренной жидкости.

2. По ряду каналов МВУ обладает благоприятными статическими характеристиками. Например, на рис. 6.19 приведены зависимости температур вторичного пара четырехступенчатой выпарной установки от паротбора первого аппарата E_1 , из которых видно, что при регулировании паротбора параметры пара, направляемого потребителю, меняются незначительно.

3. Если затраты на охлаждающую воду незначительны по сравнению с другими расходами, то установив достаточно высокий расход воды на конденсатор, можно обеспечить постоянство вакуума в конденсаторе при изменении регулирующих и возмущающих воздействий в достаточно широком интервале значений. При этом отпадает необходимость в системе стабилизации вакуума в конденсаторе.

4. Для установок с паротборами предложена САР, управляющая перепуском пара из парожидкостного пространства одного аппарата в парожидкостное пространство другого аппарата [263]. Эта схема обладает значительными возможностями саморегулирования МВУ.

Необходимо обратить внимание на важность разработки надежных систем автоматического управления выпарными установками с учетом технико-экономических критериев и систем автоматического управления группой параллельно работающих установок. При этом следует рассматривать задачи управления выпарными установками совместно с задачами управления всем производством, в котором выпарная установка является одним из звеньев технологического процесса.

Пути повышения технико-экономической эффективности выпарных установок

Пути повышения эффективности выпарных установок различны. К ним относятся: интенсификация рабочих процессов в элементах установок; снижение расходов энергии на выпаривание; снижение капитальных затрат; улучшение эксплуатационных характеристик установок; утилизация вторичных энергоресурсов при выпаривании; комбинирование выпаривания с другими методами концентрирования растворов; комбинирование процессов выпаривания с другими технологическими процессами; оптимизация.

Эти методы в значительной мере взаимосвязаны. Например, интенсификация процессов теплообмена приводит к уменьшению теплопередающей поверхности и соответственно к снижению капитальных затрат. При этом возможно увеличение числа ступеней выпаривания и соответственно повышение энергетической эффективности многоступенчатых установок. При интенсификации теплообмена путем повышения скорости вынужденного движения жидкости сокращается площадь поверхности нагрева, однако возрастает расход энергии на перекачку жидкости. Целесообразность тех или иных мероприятий, повышающих эффективность выпарных установок, определяется в результате технико-экономической оценки.

Ниже кратко рассматриваются перечисленные пути повышения эффективности выпарных установок.

11.1. ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССОВ В ВЫПАРНЫХ УСТАНОВКАХ

Вопросы интенсификации теплообмена рассматриваются при повышении эффективности действующих установок и при проектировании новых.

Интенсифицировать теплоотдачу в случае газового и жидкого теплоносителей можно путем повышения скорости потока (с учетом технико-экономических показателей); оребрением поверхности нагрева; турбулизацией потока различными завихряющими устройствами и другими способами.

При использовании в качестве теплоносителя водяного пара применяются следующие способы интенсификации: умень-

шение толщины пленки путем применения волнистых поверхностей конденсации; уменьшение толщины пленки путем установки на вертикальных трубах горизонтальных дисков, обеспечивающих отвод конденсата по участкам; организация капельной конденсации; повышение скорости пара; уменьшение концентрации неконденсирующихся газов в греющей камере путем увеличения скорости пара и оттяжки неконденсирующихся газов из аппарата в местах их скопления у поверхности теплообмена (при этом неизбежны потери греющего пара на оттяжку, поэтому необходима технико-экономическая оценка метода); использование центробежного эффекта при тангенциальном вводе струи пара или при вращении поверхности нагрева.

Кроме того, изучались следующие способы интенсификации процессов теплообмена при выпаривании различных жидкостей: создание оптимальных гидродинамических режимов; механическое перемешивание вязких растворов; вдув в раствор потока пара или воздуха; выпаривание раствора в центробежном поле, создаваемом вращением поверхности нагрева; турбулизация раствора, кипящего внутри труб, с помощью специальных турбулизующих вставок; организация пленочного течения жидкости вдоль поверхности (см. гл. 3 и 5); различные физические и физико-химические методы воздействия на раствор (магнитная и ультразвуковая обработка, пульсация давления, создание электрического поля высоких напряжений, низкочастотные колебания, уменьшение поверхностного натяжения жидкости с помощью добавки поверхностно-активных веществ). При интенсификации теплообмена путем увеличения начальной шероховатости поверхности нагрева окисление поверхности в процессе эксплуатации и отложения быстро нивелируют влияние начальной шероховатости; при этом способе интенсифицируются отложения на поверхностях нагрева, поэтому применение его ограничено. Изучалось также влияние на эффективность процесса орошения поверхности нагревателя раствором, подаваемым в виде струй с высокой скоростью (7—9 м/с) через перфорированную трубу. Проведенные эксперименты [56] выявили значительное увеличение коэффициента теплопередачи, однако конструктивная недоработанность указанного метода препятствует в настоящее время его внедрению в практику.

Коэффициент теплопроводности применяемых в выпарной технике конструкционных материалов колеблется в довольно широких пределах — от 120 Вт/(м·К) для латуни до 15 Вт/(м·К) для нержавеющей сталей, поэтому важное значение имеет уменьшение толщины стенки поверхности нагрева для материала с малой теплопроводностью.

Определение целесообразности применения того или иного метода интенсификации требует выполнения зачастую весьма сложных экспериментальных исследований и проведения спе-

циального технико-экономического анализа. Необходимо учитывать, что интенсификация теплообмена связана с усложнением установки, увеличением капиталовложений и эксплуатационных затрат. Кроме того, область применения того или иного способа интенсификации может быть ограничена свойствами раствором, режимом теплообмена, конструкцией оборудования. Так, вдув пара в кипящую жидкость при упаривании раствора повышает скорость парожидкостной смеси, увеличивает турбулизацию потока (особенно на экономайзерном участке), уменьшает гидростатическую депрессию и перегрев раствора. Необходима оценка технико-экономической целесообразности применения вдува пара для интенсификации процессов выпаривания.

Опыты проводились на экспериментальной установке [264]. Пар из специального испарителя через сепаратор и регулирующий вентиль подавался на вход кипятельной трубы. Эксперименты, проведенные при вдуве пара в кипящую воду, показали, что при изменении отношения D_v/D_1 от 0,14 до 0,8 интенсификация теплообмена не наблюдалась. Такое положение можно объяснить тем, что опыты сопровождалась относительно большими скоростями циркуляции, и вдув пара не увеличивал эти скорости в такой степени, чтобы вызвать ощутимую интенсификацию процесса. Можно предположить, что при менее интенсивных режимах кипения, сопровождающихся меньшими скоростями циркуляции, вдув пара будет способствовать существенной интенсификации теплообмена. Результаты опытов при выпаривании концентрированных термолабильных продуктов показали, что при изменении отношения D_v/D_1 от 0 до 2,6 коэффициент теплопередачи увеличивается в два раза. Полученные зависимости позволяют качественно оценить целесообразность применения такого способа интенсификации теплообмена. Для повышения коэффициента теплопередачи в два раза расход пара необходимо увеличить более чем вдвое; уменьшение поверхности теплообмена не компенсирует существенно увеличения энергетических затрат и этот способ интенсификации оказывается в рассматриваемом случае экономически неэффективным.

11.2. СНИЖЕНИЕ РАСХОДОВ ЭНЕРГИИ И КАПИТАЛЬНЫХ ЗАТРАТ

Снижение расходов энергии на выпаривание осуществляется следующими путями:

а) уменьшением внешних необратимостей: расширением температурного интервала работы установок за счет повышения температуры нагрева раствора и снижения температуры в последнем аппарате при соответствующем увеличении числа ступеней испарения;

- б) уменьшением внутренних необратимостей: повышением числа ступеней испарения, введением термокомпрессии, улучшением регенерации тепла, снижением потерь на трение и др.;
- в) уменьшением потерь тепла в окружающую среду;
- г) утилизацией вторичных энергоресурсов при выпаривании;
- д) комбинированием методов выпаривания с другими методами концентрирования растворов;
- е) комбинированием процессов выпаривания с другими технологическими процессами.

Первые три направления (*а, б, в*) освещены в литературе по выпарным установкам [5, 6, 55], а также в гл. 6—8 настоящей книги. Пути *г, д, е* рассматриваются далее, в разделах 11.4 — 11.6.

Капитальные затраты на выпаривание можно снизить следующими путями:

- а) сокращением расходов материалов вследствие уменьшения поверхностей нагрева и габаритов установок при интенсификации процессов;
- б) уменьшением стоимости установок при использовании более дешевых нагревателей и испарителей контактного типа;
- в) уменьшением стоимости установок при использовании более дешевых конструкционных материалов, специальных антикоррозионных покрытий, биметаллов и др.;
- г) уменьшением стоимости установок при упрощении технологии изготовления и использовании более простых элементов.

11.3. УЛУЧШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

К эксплуатационным характеристикам выпарных установок относятся их надежность, число единиц обслуживающего персонала, продолжительность работы до очередной очистки и др.

Обычно надежность работы выпарных установок определяется надежностью таких элементов, как насосы, газодувки и т. п., а также надежностью работы контрольно-измерительной и регулирующей аппаратуры. Число единиц обслуживающего персонала, необходимого для эксплуатации выпарных установок, относительно невелико и зависит от уровня автоматизации.

Отношения различных веществ на поверхностях теплообмена выпарных аппаратов снижают производительность аппаратов, вызывают необходимость в периодических остановках на очистку, промывку и т. п. Механизм и количественные характеристики процессов отложений изучены недостаточно; интенсивность их существенно повышается с ростом степени концентрирования и уменьшением скорости потока выпариваемой жидкости.

Для предотвращения отложений применяют следующие методы: 1) увеличение скорости движения растворов в трубах; 2) обеспечение режимов работы выпарных аппаратов (температура, концентрация и др.) при насыщенном состоянии раствора у поверхности теплообмена; 3) вынос зоны испарения вне поверхности нагрева; 4) предварительную физико-химическую обработку растворов с целью высаживания веществ, дающих отложения на поверхностях; 5) обработку растворов методом ионного обмена; 6) термохимическое умягчение растворов; 7) высаживание веществ, дающих отложения в объеме аппарата, путем введения затравочных кристаллов (метод «затравки»); 8) введение в раствор твердых частиц, которые при механическом взаимодействии с поверхностью нагрева препятствуют образованию на ней накипи; 9) специальную обработку поверхности нагрева (покрытия, полировка и т. п.); 10) обработку раствора магнитным полем, ультразвуком и др.

Первые четыре метода широко используются в технике выпаривания: получает распространение седьмой метод. В последние годы проводятся исследования по применению других методов предотвращения накипи в выпарных установках.

Изучалось [218] подкисление морской воды с целью предотвращения карбонатной накипи. При кислотной обработке вводилось стехиометрическое количество соляной или серной кислоты. В результате реакции бикарбоната кальция с кислотой образуется углекислота, основная часть которой удаляется затем в дикарбонизаторе при атмосферном давлении. Окончательное удаление растворенных газов из соленой воды происходит в вакуумном деаэраторе, после которого величина рН поддерживается на уровне 8—8,5 путем впрыска щелочи; при излишней кислотности резко интенсифицируются процессы коррозии оборудования. Необходимо достаточно точное дозирование кислоты, так как избыточная кислота в количестве 0,2—0,5 мэкв/л изменяет рН воды почти на единицу.

В работах [265—267] рассматривалась возможность частичного подкисления воды — в такой мере, чтобы остаточная щелочность была мала для образования накипи и уменьшалась опасность перекипания. Показано [267], что можно ограничиться подкислением воды до рН 5,5—6,0; при этом значительно снижается расход кислоты. Повышение рН до 7,5 происходит только вследствие декарбонизации.

Другие методы реагентной обработки соленой воды перед выпариванием для осаждения накипеобразующих веществ заключаются во введении в исходную воду таких веществ, как $\text{Ca}(\text{OH})_2$, Na_2CO_3 , NaOH , Na_3PO_4 , анионы которых образуют с катионами Ca^{+2} и Mg^{+2} труднорастворимые соединения: CaCO_3 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$, $\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2$, $\text{Mg}_3(\text{PO}_4)_2$. Эти соединения отделяются от частично обессоленного раствора сначала в виде осадка в осветлителях, а затем в фильтрах. Этот метод достаточно дорог, но обеспечивает полное предотвращения накипи и не исключает коррозию оборудования.

Теми же недостатками обладает метод ионного обмена [268], основанный на способности некоторых практически нерастворимых в воде веществ изменять в желаемом направлении ионный состав вод. Этот метод отличается от реагентного тем, что удаляемые из раствора примеси не образуют осадка, а также отсутствием необходимости в непрерывном дозировании реагентов.

Термический метод умягчения растворов [269] основан на том, что различные растворенные вещества кристаллизуются при определенных температурах и концентрациях. Такие соли, как CaSO_4 , CaSiO_3 , CaCO_3 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$,

обладающие отрицательными коэффициентами растворимости, могут кристаллизоваться в растворе при повышении температуры (см. гл. 2).

Для предотвращения образования отложений бикарбоната кальция используется метод введения затравочных кристаллов [168]: в раствор вводится мелкодисперсное вещество, близкое по составу к выделяющимся отложениям. Соединения, образующие отложения, кристаллизуются на введенных частицах. При этом накипь на поверхностях теплообмена существенно уменьшается. Затравка, выводимая из испарителя, улавливается с помощью осветлителя и возвращается в систему. Проведенные в Свердловском НИИХИММаше исследования показали, что при использовании этого метода большое значение имеет рабочий объем аппарата: с увеличением его длительность контакта затравки с раствором возрастает, что способствует более полному выделению накипеобразующего вещества на затравке. Уменьшение объема раствора в аппарате требует увеличения концентрации затравки. Необходимая концентрация затравки повышается также с ростом температуры раствора. Указанный способ применяется для предотвращения карбонатной накипи при опреснении соленых вод в выпарных аппаратах с вынесенной зоной испарения, в установках адиабатного испарения и в регенеративных подогревателях. При использовании его для предотвращения сульфатной накипи возникают существенные трудности. Проведены работы по применению метода введения затравочных кристаллов для борьбы с сульфатной накипью при выпаривании растворов до высоких концентраций [270].

Основная трудность, возникающая при упаривании многих видов соленых вод (до концентрации 400 г/л), состоит в преодолении «сульфатного барьера» (предотвращение отложений сульфата кальция). Трудно подобрать затравку, которая в кристаллохимическом отношении соответствовала бы накипи сульфата кальция. Последний может выделяться, в зависимости от концентрации других растворенных солей и температуры, в виде трех основных кристаллогидратных форм: гипса ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$); полугидрата ($\text{CaSO}_4 \cdot 0,5\text{H}_2\text{O}$) и ангидрита (CaSO_4).

В работе [270] приведены данные испытаний опытно-промышленной установки для получения поваренной соли из неочищенных рассолов, содержащих накипеобразующие компоненты CaSO_4 и бикарбонат-ионы.

Полное предотвращение накипи достигнуто при концентрации затравки более 10 г/л. Производительность установки по испаренной воде составила 25—30 т/ч. При непрерывной работе установки в течение полутора лет отложения накипи на греющих трубках выпарных аппаратов отсутствовали. Пополнение затравки не производилось, так как в отстойнике-классификаторе затравка отделялась в восходящем потоке от кристаллов поваренной соли и вместе с раствором возвраща-

лась на выпаривание. Отделение затравки происходило вследствие различных скоростей осаждения: для кристаллов поваренной соли 250—350 м/ч, для частиц затравки — не более 0,5 м/ч. Скорость восходящего потока в классификаторе обычно составляла 60—100 м/ч; при меньшей скорости наблюдался захват частиц затравки кристаллами поваренной соли. Средний размер кристаллов соли составлял 0,4 мм.

Эффект от введения в раствор твердых частиц, которые при механическом взаимодействии с поверхностью нагрева препятствуют образованию на ней накипи, исследовался в работе [271]. Кипение соленых вод осуществлялось в большом объеме на наружной поверхности горизонтальных труб. Опыты показали, что при определенных концентрациях твердых частиц накипь практически не образовывалась. Наблюдалось также некоторое повышение коэффициента теплопередачи испарителя вследствие очистки поверхности нагрева от оксидной пленки и других загрязнений. Этот способ предотвращения отложений не вышел из стадии опытных исследований; прежде чем судить о целесообразности его использования в вертикально-трубчатых промышленных испарителях, необходимо выполнить большой комплекс экспериментальных, проектно-конструкторских работ и промышленных испытаний.

В институте ВНИИВОДГЕО проведены исследования по предотвращению накипеобразования методом нанесения гидрофобных покрытий на греющие трубки испарителей. Наиболее прочным оказалось покрытие из бакелитового лака, нанесенное обычным методом с последующей полимеризацией. Существенный эффект повышения интенсивности работы испарителя не наблюдался.

Проводились также работы по полированию поверхности нагрева с целью уменьшения накипеобразований, однако эти исследования не вышли из стадии лабораторных экспериментов, и в настоящее время трудно оценить целесообразность использования этого метода на практике. То же можно сказать об использовании физических методов обработки растворов (магнитного, ультразвукового, радиоактивного).

Образовавшуюся на поверхностях выпарных аппаратов накипь удаляют различными способами: механическим; отмывкой с помощью реагентов; разрушением путем создания термических напряжений в системе «накипь — поверхность нагрева». Механический способ удаления накипи очень трудоемок и требует длительной остановки оборудования. При отмывке накипи с помощью реагентов выбор реагента определяется составом отложений и конструктивными материалами оборудования. Наибольшее распространение получила соляная кислота, которая хорошо растворяет карбонатные и фосфатные отложения (и частично — оксиды железа), но слабо действует на силикатные и совсем не растворяет сульфатные. При использовании промывочных кислотных растворов наблюдается коррозия оборудования. Для противокоррозионной защиты к раствору добавляют различные вещества, способные тормозить процесс коррозии. Выбор состава и температурного режима промывочных растворов, а также продолжительности отмывки производится с учетом свойств выпариваемых растворов, характера отложений и конструктивных особенностей оборудования. В работах [246—250] рассмотрены вопросы оптимизации промывочных циклов выпарных аппаратов (см. также гл. 9).

11.4. УТИЛИЗАЦИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ ПРИ ВЫПАРИВАНИИ

В ряде отраслей промышленности в окружающую среду выбрасывается большое количество тепла, температурный потенциал которого достаточен для использования в выпарных установках различного назначения. Ввиду того, что энергетические затраты составляют существенную долю общих затрат на концентрирование, использование вторичных энергоресурсов является весьма эффективным способом снижения расходов на выпаривание.

В гл. 6 кратко рассматривались выпарные установки спленочными испарителями, утилизирующие тепло уходящих газов газотурбинной установки газоперекачивающих станций магистральных газопроводов. Уходящие газы можно направлять в контактный теплообменник, где раствор подогревается без соприкосновения с поверхностью напрева. В контактном теплообменнике производится частичная очистка уходящих газов, что способствует предотвращению загрязнения воздушного бассейна. Различные способы включения контактного теплообменника в газовый тракт технологического агрегата рассматриваются в литературе [2].

Газообразные продукты сгорания содержат различные примеси, которые при контакте газов с раствором могут ухудшать качество дистиллята, получаемого в ступенях испарения. В этих условиях может оказаться эффективным применение каскадной установки, во втором и последующих каскадах которой получается чистый дистиллят. Очищенные в контактном аппарате газы выбрасываются в атмосферу, а загрязненный концентрированный раствор из первого каскада направляется на дальнейшую переработку.

При использовании тепла уходящих газов и жидкостей в УМИ (выполненным по обычным схемам) и в поверхностных МВУ располагаемая энергия утилизируется неполностью, так как эти газы и жидкости невозможно охладить ниже температуры регенеративного подогрева в конденсаторах (при температуре уходящих газов 120°C и подогреве соленой воды в контактном теплообменнике 60°C степень использования энергии уходящих газов не превышает 65%). Кроме того, степень концентрирования растворов в таких установках невысока. В гл. 7 описана каскадная схема системы адиабатного испарения, лишенная указанных недостатков. Каскадные установки перспективны для утилизации тепла уходящих газов различных агрегатов, в частности паровых котлов [3, 272], газовых турбин, печей металлургических и химических производств, а также горячих загрязненных вод газоочистных сооружений, печей различных производств. Эти установки могут также использоваться для утилизации отбросного тепла воздушных холодильных машин и тепла промежуточного охлаждения компрессоров [273].

Значительными резервами тепла обладают уходящие газы (температура 250°C и выше) технических печей нефтеперерабатывающих заводов. В местах, прилегающих к морскому побережью, одним из вариантов частичного решения задачи водоснабжения этих заводов может явиться дистилляция воды при использовании тепла уходящих газов. При повышении температуры газов себестоимость пресной воды снижается. Увеличение числа ступеней испарения повышает капитальные затраты на установку и увеличивает ее производительность. При этом себестоимость дистиллята также снижается.

Технология сахаро-рафинадного производства обуславливает относительно высокую температуру (до 70°C) вторичного пара вакуум-выпарных аппаратов. Этот пар сбрасывается в конденсаторы. Разработана [274] схема установки, позволяющей утилизировать тепло этого пара для получения пресной воды. Ввиду малого температурного напора применены пленочные выпарные аппараты.

11.5. КОМБИНИРОВАНИЕ ВЫПАРИВАНИЯ С ДРУГИМИ МЕТОДАМИ КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ РАСТВОРОВ

Одним из путей повышения эффективности процессов концентрирования растворов является комбинирование выпаривания с другими методами концентрирования. Целесообразность такого комбинирования определяется следующими соображениями. При выпаривании расход энергии велик, однако степень концентрирования высока. Такие методы концентрирования, как электродиализный, гиперфильтрационный, кристаллогидратный, метод замораживания обеспечивают высокую энергетическую эффективность извлечения воды из раствора, однако степень концентрирования растворов при этом низка. В связи с этим целесообразно процесс концентрирования осуществлять в две стадии: на первой стадии извлечь максимальное количество воды энергетически эффективными методами (физико-химическими, холодильными), а на второй — упаривать раствор до необходимой концентрации.

Удельный расход тепла на испарение 1 кг воды в МВУ и УМИ оценивается по приближенным соотношениям соответственно (6.51) и (7.3). Для МВУ с числом ступеней более 35 удельный расход тепла q составляет 83,7—104,6 кДж/кг, а расход электроэнергии на перекачивание 1 т опресняемой воды и создание вакуума $e=2-3$ кВт·ч; для УМИ соответственно $q=67-74,3$ кДж/кг, $e=3-4$ кВт·ч/т воды. Получим суммарные значения в тепловых единицах:

$$q = (83,7 - 104,6) + \frac{(2-3) 3,6}{0,4} = (110,7 - 131,6) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

для УМИ

$$q = (67 - 74,3) + \frac{(3-4) 3,6}{0,4} = (103 - 110,3) \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

К.п.д. выработки электроэнергии на современных тепловых электростанциях принят равным 0,4.

При электродиализе энергозатраты составляют приблизительно 8—10 кВт·ч/т воды, или в тепловых единицах 72—90 кДж/кг. Электродиализный метод, как и гиперфильтрационный, обеспечивает снижение расхода энергии по сравнению с методом выпаривания в УМИ на 20—30%. Однако полученные концентрации растворов выше 50—90 г/кг этим методом затруднительно.

Холодильные методы концентрирования характеризуются относительно небольшими энергозатратами, но затруднены отделением и отмывка кристаллов от раствора при недостаточной эффективности процессов кристаллообразования. Одним из холодильных методов концентрирования является кристаллогидратный. В этом случае энергозатраты q составляют 10—12 кВт·ч/т, или 90—108 кДж/т, что на 12—18% меньше, чем при выпаривании в МВУ. Однако степень концентрирования холодильными методами ограничена, что обусловлено трудностями процессов разделения кристаллов и вязкой суспензии, отмывки, а также образованием эвтектической смеси.

Ниже приводится предварительный анализ эффективности комбинированного выпаривания с физико-химическими методами концентрирования растворов [275]. Для примера рассмотрена комбинированная установка, где на первой стадии осуществляется электродиализ, а на второй — дистилляция с использованием промежуточного газового теплоносителя (см. гл. 8). Структурная схема установки представлена на рис. 11.1.

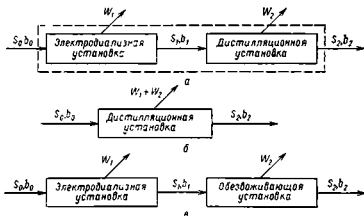


Рис. 11.1. Структурная схема комбинированной (а), дистилляционной (б) и электродиализной (в) установок.

Технико-экономическую эффективность комбинированной установки можно оценить по снижению удельных затрат на 1 т исходной воды двояко:

1) путем сравнения с установкой с промежуточным газовым теплоносителем, т. е.

$$\Delta \bar{C}_1 = |\bar{C}_k - \bar{C}_{os}| \quad (11.1)$$

где $\bar{C}_{кс}$, $\bar{C}_{ос}$ — удельные затраты на концентрирование соответственно в комбинированной установке и в установке с промежуточным газовым теплоносителем, руб/т;

2) путем сравнения с электродиализной установкой, т. е.

$$\Delta \bar{C}_2 = |\bar{C}_{кс} - \bar{C}_{эд}| \quad (11.2)$$

где $\bar{C}_{эд}$ — удельные затраты на концентрирование в электродиализной установке, руб/т.

Затраты на концентрирование в комбинированной установке равны:

$$\bar{C}_{кс} = \frac{W_1}{S_0} \bar{C}_{эв} + \frac{W_2}{S_0} \bar{C}_{од} \quad (11.3)$$

где W_1/S_0 , W_2/S_0 — относительные расходы отделенной воды на первой и второй стадиях концентрирования; $\bar{C}_{эв}$, $\bar{C}_{од}$ — удельные затраты на выделение дистиллята в электродиализной установке и в установке с промежуточным газовым теплоносителем, руб/т.

Рассматривая совместно уравнения (11.1) и (11.3) и учитывая, что

$$\frac{\sum W}{S_0} = 1 - \frac{b_0}{b_k}; \quad \frac{W_1}{S_0} = 1 - \frac{b_0}{b_1}; \quad \frac{W_2}{S_0} = \frac{b_0}{b_1} \left(1 - \frac{b_1}{b_k}\right) \quad (11.4)$$

получим:

$$\Delta \bar{C}_1 = (\bar{C}_{эв} - \bar{C}_{од}) \left(1 - \frac{b_0}{b_1}\right) \quad (11.5)$$

Во втором случае для сравнения удельных затрат на концентрирование в комбинированной установке с затратами в электродиализной установке запишем:

$$\bar{C}_{кс} = \frac{W_1}{S_0} \bar{C}_{эв} + \frac{W_2}{S_0} \bar{C}_{од} \quad (11.6)$$

где $\bar{C}_{од}$ — удельные затраты при одноступенчатом процессе выпаривания.

Рассматривая совместно соотношения (11.2)–(11.4) и (11.6), получим:

$$\Delta \bar{C}_2 = (\bar{C}_{од} - \bar{C}_{эв}) \left(1 - \frac{b_1}{b_2}\right) \frac{b_0}{b_1} \quad (11.7)$$

Расчеты произведены при следующих исходных данных: $\bar{C}_{эв} = 1,8$ руб/т; $\bar{C}_{од} = 0,47$ руб/т; $\bar{C}_{од} = 2,8$ руб/т; $b_k = 250$ г/кг.

Снижение удельных затрат на концентрирование в комбинированной установке по сравнению с установкой с промежуточным газовым

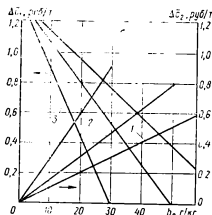


Рис. 11.2. Снижение удельных затрат в комбинированной установке по сравнению с дистилляционной ($\Delta \bar{C}_1$) и электродиализной ($\Delta \bar{C}_2$):

1 — $b_1 = 30$ г/кг; 2 — 60; 3 — 70.

теплоносителем (рис. 11.2) особенно существенно при низкой начальной концентрации исходного раствора $b_0 = 10$ – 30 г/кг, так как в этом случае степень концентрирования раствора на первой стадии значительна ($\omega_1 = b_1/b_0 = 3$ – 5). Так, при $b_0 = 10$ г/кг и $b_1 = 50$ г/кг значение $\Delta \bar{C}_1 = 1,05$ руб/т.

Снижение удельных затрат на концентрирование в комбинированной установке по сравнению с электродиализной (рис. 11.2) может достигнуть $0,5$ – $1,2$ руб/т, в зависимости от начальной концентрации раствора b_0 .

Аналогичные результаты получены при комбинировании выпаривания и кристаллогидратного метода. Таким образом, создание установок концентрирования, основанных на комбинировании методов выпаривания и физико-химических методов, а также холодильных, в оптимальных для каждого метода условиях даст существенный технико-экономический эффект. Определенную перспективность имеет комбинирование выпарных установок с замкнутым газовым контуром и со встречными струями [276, 277].

11.6. КОМБИНИРОВАНИЕ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК С ДРУГИМИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ АГРЕГАТАМИ

Возможны следующие основные варианты комбинирования выпарной установки с другими технологическими агрегатами: 1) использование для выпаривания тепла предвключенной энергетической или технологической установки; 2) использование отборов вторичного пара выпарных установок для энергоснабжения различных потребителей; 3) утилизация отбросного тепла выпарных установок в энергетической или технологической установке.

Для выпаривания могут использоваться отборы пара из теплофикационных турбин, выхлопной пар турбин с противодавлением, выхлопной пар из паровых насосов, паровых молотов и пр. Большие резервы тепла для использования в выпарных установках содержатся в выхлопных газах газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания и других энергоустановок. Вопросы утилизации тепла уходящих газов ГТУ газоконденсаторных станций магистральных газопроводов рассмотрены в гл. 6, а также в разделе 11.4

Затраты на концентрирование растворов и опреснение соленых вод существенно снижаются при комбинировании этих процессов с производством электроэнергии на базе газотурбинных и паротурбинных агрегатов, работающих на органическом или ядерном топливе [2, 278]. Перспективны комбинированные тепловые деминерализационные электростанции (ТЭДС). Кроме производства электроэнергии такие станции могут предназначаться для очистки сточных минерализованных вод, получения пресной воды и извлечения ценных продуктов из вод морей и других источников. ТЭДС могут оказаться эффективными при очистке сточных вод крупных предприятий, шахтных соленых вод, а также сточных вод отдельных промышленных районов и цент-

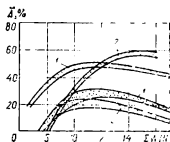


Рис. 11.3. Зависимость величины $\bar{\Delta}$ от отношения нагрузок энергоопреснительной установки по дистилляту и пресной воде: 1 — с ГТ-40; 2 — с ГТ-100; 3 — с ГТ-25; 4 — с ПТУ и типа Т-100-130.

ров. При этом сточные воды нескольких предприятий промышленного района могут подаваться по специальным трубопроводам на районную станцию, целесообразность строительства которой определяется путем сопоставления с ее эффективностью и эффективностью автономных установок обезвреживания.

На рис 11.3 приведены зависимости относительной экономии $\bar{\Delta} = (\bar{C} - C) / C$ (где \bar{C} , C — суммарные расчетные затраты на раздельное и комбинированное производство) при комбинировании поверхностных дистилля-

ционных опреснительных установок с ГТУ от соотношения нагрузок по электроэнергии и дистилляту $\Sigma W/N$. Наибольшая эффективность достигается для ГТУ простых циклов без регенерации. Снижение затрат за счет комбинирования составляет 20—60%.

Для уменьшения отложений в качестве блоков концентрирования раствора и опреснения могут использоваться установки с контактными аппаратами — каскадная и с газовым контуром. Возможны следующие варианты ком-

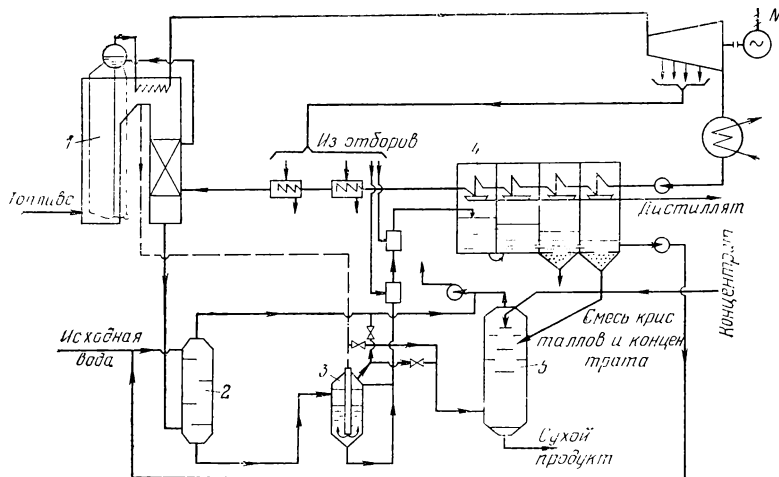


Рис. 11.4. Схема комбинированной теплоэлектроминерализационной станции (ТЭДС): 1 — паровой котел; 2, 3 — контактные теплообменники; 4 — конденсаторы УМИ; 5 — агрегат обезвоживания раствора (сушилка).

бинирования дистилляционных установок с контактными аппаратами и паротурбинных установок (ПТУ): использование энергии уходящих газов котлоагрегатов для нагрева минерализованной воды и растворов; подогрев минерализованной воды и растворов паром, отбираемым из турбин; отбор топочных газов для подогрева минерализованной воды и выпаривания (сушки) концентрированного раствора; подогрев питательной воды (рабочего тела) энергетической установки в конденсаторах испарительной установки и др.

В современных ПТУ, работающих на органическом топливе, потеря энергии с уходящими газами котлоагрегатов составляет 10—12% от общих потерь при температуре уходящих газов 120—130 °С. Использование этих газов для нагрева минерализованной воды в контактных теплообменниках и последующего адиабатного испарения может снизить потери энергии до 2—3% от обычных потерь в энергетической установке [2, 272].

Для полного исключения отложений на поверхностях нагрева конденсаторы УМИ охлаждаются рабочим телом энергетического блока; при этом уменьшается количество пара, отбираемого из турбин, а на подогрев рабочего тела расходуется энергия конденсации вторичного пара.

Один из вариантов схемы ТЭДС, в которой процесс дистилляции осуществляется без образования накипи на поверхностях нагрева, представлен на рис. 11.4. Минерализованная вода нагревается уходящими из парового котла 1 газами в контактном теплообменнике 2 до температуры 60 °С, а затем в смешивающих подогревателях паром из отборов турбин либо в контактном теплообменнике 3 топочными газами. Конденсаторы ступеней испарения 4 охлаждаются конденсатом паротурбинной установки; они заменяют соответствующие регенеративные подогреватели энергоблока. Концентрированный раствор может испаряться в топке специально приспособленного парогенератора либо в сушилке 5. Можно осуществлять частично дробную кристаллизацию в ступенях адиабатного испарения с целью выделения соответ-

ствующих полезных продуктов. Концентрат из последней ступени можно направлять в специальный кристаллизатор.

При работе ТЭДС на ядерном топливе нагрев минерализованной воды необходимо осуществлять в контактных паровых подогревателях или с помощью промежуточного теплоносителя, в частности воздуха. При этом раствор не контактирует с теплопередающей поверхностью, что обеспечивает существенное повышение степени концентрирования.

С ростом производительности комбинированных установок их эффективность увеличивается. Такие установки могут создаваться для обслуживания как отдельных предприятий, так и промышленных комплексов, районов. Например, на предприятии, где дебет сточных вод составляет 130—140 т/ч, можно поставить установку с энергоблоком типа ПТ-12-35/10 мощностью 12 МВт, теплофикационным отбором пара 25 МВт. При этом выход пресной воды составит приблизительно 130 т/ч.

По предварительным расчетам, ТЭДС электрической мощностью порядка 1200 МВт может обеспечить деминерализацию 7800 т/ч вод при расчетных затратах около 45 коп/т. В качестве дополнительного продукта может производиться приблизительно 7000 т/ч пресной воды. При этом устраняется основной недостаток современных термических методов очистки и опреснения: накипь на поверхностях нагрева. Такую станцию можно использовать, например, для очистки сточных соленых шахтных вод и вод химических и металлургических производств, ныне загрязняющих реки Донбасса и другие районы страны, а также для извлечения ценных веществ из морских вод. Такие станции могут оказаться эффективными для производства сода, брома, магнезия, поваренной соли и других ценных веществ из рапы Сиваша и сточных вод предприятий химической промышленности, расположенных в этом районе.

В минерализованных сточных промышленных водах и в рассолах опреснительных установок содержится большое количество ценных веществ. Использование этих веществ в промышленности, сельском хозяйстве и строительстве является одним из путей повышения эффективности систем деминерализации вод и концентрирования растворов. Проведенные различными авторами работы свидетельствуют о возможности использования в народном хозяйстве веществ, содержащихся в соленых водах. Извлечение и утилизация ценных веществ из промышленных сточных вод — это «огромный и по существу нетронутый резерв рационального и эффективного использования сточных вод промышленности» [279]. В разделе 8.5 приведены результаты получения концентрированных растворов и сточных минерализованных вод ЗТМК на выпарной установке с газовым промежуточным теплоносителем. Полученные растворы можно полезно использовать. Анализы, проведенные Запорожским институтом титана, показали, что полученные растворы хлористого кальция соответствуют временным техническим условиям и ГОСТу на жидкий хлористый кальций первого сорта.

Использование для водоснабжения пресной воды, полученной в результате выделения растворенных веществ из сточных вод, существенно снижает затраты на очистку воды. Это особенно важно для районов, где ощущается дефицит пресной воды. При соответствующем конструировании выпарных установок в них получается дистиллят высокого качества для снабжения различных технологических агрегатов (паровых котлов, ядерных реакторов, высокотемпературных печей и др.).

В заключение необходимо отметить следующее:

1. *Многоступенчатые выпарные установки поверхностного типа* обеспечивают выпаривание растворов при относительно невысоком удельном расходе тепла q , определяемом в основном числом ступеней выпаривания: при $n=20$ $q \approx 150$ кДж/кг испаренной воды, при $n=10$ $q \approx 300$ кДж/кг; в одноступенчатых установках $q \approx 2800$ кДж/кг. Ориентировочные значения коэффициентов теплопередачи при выпаривании растворов

низкой концентрации могут достигать 4000—5000 Вт/(м²·ч), а при выпаривании высококонцентрированных вязких растворов составляют 300—600 Вт/(м²·ч). Степень концентрирования растворов в установках этого типа ограничена отложениями, выпадающими на поверхностях теплообмена, что существенно снижает производительность установок. Для повышения степени концентрирования проводят предварительную обработку растворов с целью выделения из них веществ, выпадающих на поверхность нагрева, вводят в раствор «затравочные» кристаллы, повышают скорость потока раствора относительно поверхности теплообмена и др.

Удельный расход электроэнергии в установках с аппаратами с принудительной циркуляцией и пленочными составляет ориентировочно 3—4 (кВт·ч)/т испаренной воды. Все более широкое распространение получают испарители с ниспадающей пленкой. Весьма перспективны аппараты с вращающейся поверхностью нагрева. В инженерном отношении конструкции установок поверхностного типа хорошо разработаны, что позволяет создать промышленные установки производительностью от 0,01 до 3000 т/ч по испаренной воде.

Установки адиабатного испарения получают все большее распространение в промышленности, особенно при опреснении соленых вод и производстве дистиллята. Удельный расход тепла при производстве дистиллята из морской воды может достигать 100 кДж/кг. Коэффициенты теплопередачи в аппаратах этих установок того же порядка, что и в аппаратах поверхностного типа. Степень концентрирования в одноконтурных установках ограничена вследствие отложений, для ее повышения необходима предварительная обработка раствора; в многоконтурных и каскадных установках степень концентрирования растворов существенно повышается. Удельный расход электроэнергии составляет до 7 (кВт·ч)/т испаренной воды.

Конструкции установок адиабатного испарения неплохо разработаны, что обеспечило создание промышленных систем производительностью от 0,5 до 1500 т/ч по испаренной воде.

Контактные выпарные установки с аппаратами погружного горения, распылительными и скрубберными обеспечивают предельное концентрирование растворов вплоть до состояния насыщения. При этом удельный расход тепла составляет 2800 и более кДж/кг испаренной воды. Перспективны установки, в которых сочетаются контактные теплообменные аппараты и аппараты адиабатного испарения. В этих установках раствор не контактирует с поверхностями нагрева, что обеспечивает предельное концентрирование при удельном расходе тепла 700—1000 кДж/кг испаренной воды. Однако расход электроэнергии составляет 10—20 (кВт·ч)/т. Объемные коэффициенты теплопередачи в зоне контакта составляют ориентировочно для малоконцентрированных растворов 12000 Вт/(м³·град), для высококонцентрированных — 3500 Вт/(м³·град). В про-

мышленности используются одноступенчатые контактные выпарные установки производительностью от 0,05 до 15 т/ч по испаренной воде.

2. Комбинирование процессов выпаривания с другими методами концентрирования и другими технологическими процессами существенно повышает технико-экономическую эффективность выпаривания и позволяет создавать установки для предельного концентрирования растворов, комбинированные станции производства электроэнергии, деминерализации соленых вод и извлечения из них ценных веществ.

3. Проведенные исследования свидетельствуют о высокой эффективности совместного использования методов термодинамики, теории тепло- и массообмена, методов кибернетики и системотехники при решении задач анализа и синтеза выпарных установок.

Полученные системы дифференциальных уравнений описывают процессы в многоступенчатых выпарных установках широкого класса: прямоточных, противоточных, с отбором и без отбора, с параллельным использованием паров и др. С их помощью можно получить информацию о стационарных и переходных режимах работы и оценить влияние конструктивных и режимных параметров на статические и динамические свойства выпарных установок.

Аналитические соотношения позволяют рассчитать статические и динамические характеристики МВУ при существенных упрощениях и небольшом числе аппаратов. Разработанные алгоритмы решения полной системы уравнений статики МВУ на ЭВМ позволяют определить параметры установки при проектных и поверочных расчетах без соответствующих ограничений. Для получения информации о переходных процессах в МВУ необходимо использовать аналоговые вычислительные машины. Для повышения точности расчета динамических характеристик целесообразно осуществлять моделирование переходных режимов МВУ на ЭВМ.

Экспериментальные исследования динамических характеристик промышленных выпарных установок и конденсаторов смешения позволили получить информацию о динамических свойствах этих установок. Экспериментальные характеристики удовлетворительно совпадают с характеристиками, полученными методами математического моделирования. Экспериментальные методы необходимо использовать совместно с теоретическими расчетами и математическим моделированием.

Для определения оптимальных параметров при проектировании МВУ используются математические модели, включающие целевую функцию, модель функционирования объекта и систему ограничений. Эти параметры определяются с помощью упрощенных методик, позволяющих оценивать число ступеней, поверхности нагрева и другие параметры, либо при более точных расчетах — методами нелинейного программирования.

1. Левин Р. Е. Новый выпарной аппарат. М., Metallurgizdat, 1957. 142 с.
2. Таубман Е. И., Бильдер Э. П. Термическое обезвреживание минерализованных промышленных сточных вод. Л., Химия, 1975. 208 с.
3. Таубман Е. И. Расчет и моделирование выпарных установок. М., Химия, 1970. 216 с.
4. Тищенко И. А. Теория и расчет многокорпусного выпарного аппарата. М., ОНТИ, 1938. 112 с.
5. Гельперин Н. И. Выпарные аппараты. М.—Л., Госхимиздат, 1947. 380 с.
6. Кичигин М. А., Костенко Г. Н. Теплообменные аппараты и выпарные установки. М., Госэнергоиздат, 1956. 392 с.
7. Andre H., Ritter R. A. The Canad. Chem. End., 1968, № 4, p. 48—57.
8. Мак Кормэк П. Д., Бирн С. Дж., Козд Е. Мак. Рефераты 3-го Международного Конгресса ИФАК по автоматическому управлению. Лондон, 1966, с. 155.
9. Manczak K. — In: Identification in automatic control systems. Preprints of the IFAC symposium. Prague, 1967, p. 201—205.
10. Zavorka I., Sutek L., Aguado A., e. a. — In: Identification in automatic control systems. Preprints of the IFAC Symposium. Prague, 1967, p. 133—142.
11. Таубман Е. И. — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1963, № 6, с. 82—87.
12. Таубман Е. И. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1964, № 5, с. 73—80.
13. Таубман Е. И. — Изв. АН СССР. Сер. Энергетика и транспорт, 1965, № 5, с. 121—130.
14. Винер Н. Кибернетика. М., Советское радио, 1958. 215 с.
15. Исследования по общей теории систем. М., Прогресс, 1969. 520 с.
16. Гуд Г. Х., Макол Р. Э. Системотехника. Введение в проектирование больших систем. М., Советское радио, 1962. 383 с.
17. Диксон Дж. Проектирование систем. Изобретательство, анализ и принятие решений. М., Мир, 1969. 440 с.
18. Кафаров В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии. М., Химия, 1971. 496 с.
19. Бояринов А. И., Кафаров В. В. Методы оптимизации в химической технологии. М., Химия, 1969. 564 с.
20. Розенорок Х., Сторри С. Вычислительные методы для инженеров-химиков. М., Мир, 1968. 443 с.
21. Левенталь Г. Б., Попырин Л. С. Оптимизация теплоэнергетических установок/Под ред. М. А. Стыриковича. М., Энергия, 1970. 350 с.
22. Вульман Ф. А., Хорьков Н. С. Тепловые расчеты на ЭВМ теплоэнергетических установок. М., Энергия, 1975. 198 с.
23. Налимов В. В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов. М., Наука, 1965. 340 с.
24. Таубман Е. И., Калишевич Ю. И. — Инж.-физ. журн., 1973, т. 25, № 2, с. 345—348.
25. Гохштейн Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок. М., Энергия, 1969. 368 с.
26. Ландау Л. Д., Лившиц Е. М. Статистическая физика. М., Наука, 1964. 567 с.
27. Стабников В. Н. — Химстрой. 1933, № 3, с. 18—20.

28. *Большаков А. Г., Корнев А. В., Гасюк Г. Н.* — Журн. прикл. хим., 1959, т. 32, № 9, с. 1988—1992.
29. *Стабников В. Н., Молчанов В.* — Химстрой, 1933, № 10, с. 2577—2582.
30. *Труб И. А.* — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1963, № 4, с. 134—135.
31. *Матусевич Л. Н.* Кристаллизация из растворов в химической промышленности. М., Химия, 1968. 304 с.
32. *Колач Т. А., Радун Д. В.* Выпарные станции. М., Машгиз, 1963. 400 с.
33. *Полов В. Д.* Основы теории тепло- и массообмена при кристаллизации сахарозы. М., Пищевая промышленность, 1973. 320 с.
34. *Пономаренко В. Г., Ткаченко К. П., Курлянд Ю. А.* Кристаллизация в псевдооживленном слое. Киев, Техніка, 1972. 131 с.
35. *Скрипов В. П.* Метастабильная жидкость. М., Наука, 1972. 312 с.
36. *Смирнов Л. Ф.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1970, № 2, с. 1—4.
37. *Андреев Л. П., Дябло В. В., Костенко Г. Н.* — В кн.: Материалы первого Всесоюзного научно-технического совещания по теплообменным и теплофизическим свойствам морских и солоноватых вод. Баку, Ин-т энергетики АН АзССР, 1973, с. 397—414.
38. *Кутателадзе С. С., Боришанский В. М.* Справочник по теплопередаче. М.—Л., Энергия, 1959. 414 с.
39. *Лыков А. В.* Тепломассообмен. Справочник. М., Энергия, 1972. 560 с.
40. *Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.* Теплопередача. М., Энергия, 1975. 481 с.
41. *Кутателадзе С. С.* Теплоотдача при конденсации и кипении. М.—Л., Машгиз, 1952. 232 с.
42. *Исаченко В. П.* Теплообмен при конденсации. М., Энергия, 1977. 239 с.
43. *Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г.* Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. М., Высшая школа, 1977. 352 с.
44. В кн.: Вопросы физики кипения. М., Мир, 1964, с. 443.
45. *Григорьев В. А., Павлов Ю. М., Аметистов Е. В.* Кипение криогенных жидкостей. М., Энергия, 1977. 289 с.
46. *Берман Л. П.* Испарительное охлаждение циркуляционной воды. М., Энергия, 1957. 319 с.
47. *Хоблер Т.* Теплопередача и теплообменники. Л., Госхимиздат, 1961. 820 с.
48. *Кафаров В. В.* Основы массоотдачи. М., Высшая школа, 1972. 494 с.
49. *Удыма П. Г.* Аппараты с погружными горелками. М., Машиностроение, 1973. 271 с.
50. *Соснин Ю. П.* Контактные водонагреватели. М., Стройиздат, 1974. 359 с.
51. *Алабовский А. Н.* Выпарные аппараты погружного горения. Киев, Вища школа, 1980. 120 с.
52. *Федоткин И. М., Ткаченко С. И.* Теплогидродинамические процессы в выпарных аппаратах. Киев, Техніка, 1975. 212 с.
53. *Адиугори Е. Ф.* Новые методы в теплопередаче. М., Мир, 1977. 230 с.
54. *Тобилевич Н. Ю.* — Труды ЦИНС, Киев, 1955, вып. 3, с. 217—253.
55. *Чернобыльский И. И.* Выпарные установки. Киев, Изд-во КГУ, 1960. 260 с.
56. *Слесаренко В. Н.* Дистилляционные опреснительные установки. М., Энергия, 1980. 243 с.
57. *Капица П. Л.* — ЖЭТФ, 1948, т. 18, вып. 1, с. 1—28.
58. *Лабунцов Д. А.* — Теплоэнергетика, 1957, № 2, с. 49—51.
59. *Воскресенский К. Д.* — Изв. АН СССР, Отделение техн. наук, 1948, № 7, с. 1023—1028.
60. *Кружилин Г. Н.* — ЖТФ, 1937, т. 7, вып. 20/21, с. 2011—2017.
61. *Лабунцов Д. А.* — Теплоэнергетика, 1956, № 12, с. 47—50.
62. *Лабунцов Д. А.* — Теплоэнергетика, 1957, № 7, с. 72—79.
63. *Черный Г. Г.* — ДАН СССР, 1955, т. 101, № 1, с. 39—42.
64. *Иса И., Цзин-Жань Чжень.* Теплопередача, 1972, № 1, с. 54—58.
65. *Shekrladze I. G., Gomelauri V. I.* — Int. J. Heat and Mass Transfer, 1966, v. 9, № 6, p. 581—591.

66. Фукс С. Н., Зернова Э. П. — Теплоэнергетика, 1970, № 3, с. 59—63.
67. Савельев Р. З., Бродов Ю. М. — Теплоэнергетика, 1978, № 9, с. 24—27.
68. Берман Л. Д. — Теорет. основы хим. технологии, 1973, т. 7, № 5, с. 706—715.
69. Попов В. Д. — Труды КТИПП, Киев, 1951, вып. 11, с. 181—183.
70. Hartmann H. *Chemie-Ingenieur-Technik*, 1961, Bd. 33, № 5, S. 343—348.
71. Бойко Л. Д. — В кн.: Теплообмен в элементах энергетических установок. М., Наука, 1966, с. 197—212.
72. Ananiev E. P., Voyko L. D., Kruzhillin G. N. — In: *Int. Developments in Heat Transfer*, 1961, pt II, p. 290.
73. Волков Д. И. — В кн.: Теплообмен при конденсации и кипении. Труды ЦКТИ, вып. 57. Л., Изд. ОНТИ ЦКТИ, 1965, с. 149—159.
74. Кутателадзе С. С. — В кн.: Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. М. — Л., Госэнергоиздат, 1966, с. 138—156.
75. Березин А. Б., Подберезный В. Л. — В кн.: Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение соленых вод. Свердловск, 1967, вып. 2, № 10, с. 37—42.
76. Карху В. А., Боровков В. П. — ИФЖ, 1970, т. 29, № 4, с. 617—624.
77. Риферт В. Г., Леонтьев Г. Г. — Теплоэнергетика, 1976, № 4, с. 78—80.
78. Леонтьев Г. Г. Автореферат канд. дисс. Киев, 1975. 27 с.
79. Мрежин Л. С., Минухин Л. А. — В кн.: Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение соленых вод. М., 1973, вып. 4, с. 68—73.
80. Дэнни, Миллс, Джусионс. — Теплопередача, 1971, т. 93, № 3, с. 41—48.
81. Spargow E. M., Gregg I. L. — *J. of Heat Transfer*. 1959, № 2, p. 13—18.
82. Солодов А. П. — Теплоэнергетика, 1971, № 4, с. 50—53.
83. Исаченко В. П., Сотсков С. А., Якушева Е. В. — В кн.: Теплообмен и гидродинамика. Труды МЭИ. М., 1975, вып. 235, с. 145—152.
84. Труб И. А. — В кн.: Теплофизика и теплотехника. Киев, Наукова думка, 1964, с. 33—39.
85. Труб И. А. Каскадные конденсаторы смешения. М., Пищевая промышленность, 1969. 120 с.
86. Стюшин Н. Г., Элинзон Л. М. — ИФЖ, 1969, т. XVI, № 1, с. 54.
87. Ягов В. В., Годовод А. К., Лабунцова Д. А. — ИФЖ, т. XVIII, 1970, № 4, с. 624.
88. Кружилин Г. Н. — Изв. АН СССР, ОТН, 1948, № 7, с. 967—968.
89. Толубинский В. И. Теплообмен при кипении. Киев, Наукова думка, 1980. 315 с.
90. Лабунцов Д. А. — Теплоэнергетика, 1972, № 9, с. 14—19.
91. Ильин И. Н., Турлайс Д. П., Ротбаум Я. М. — В кн.: Кипение и конденсация. Рига, 1979, с. 60—67.
92. Тананайко Ю. М., Воронцов Е. Г. Методы расчета и исследования пленочных процессов. Киев, Техніка, 1975. 311 с.
93. Калишевич Ю. И., Таубман Е. И., Кожелуненко Ю. Д. — ИФЖ, 1971, т. 21, № 6, с. 1040—1043.
94. Таубман Е. И., Мальцев М. Л., Березняк Е. Д. — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1968, № 1, с. 156—159.
95. Таубман Е. И., Калишевич Ю. И. — В кн.: Теплообменные и теплофизические свойства морских и солоноватых вод при их использовании в парогенераторах и опреснителях. Баку, 1972, с. 37—43.
96. Каретников Ю. П., Поспелов В. К. — Хим. пром., 1959, № 5, с. 426—429.
97. Рычков А. И., Поспелов В. К. — Хим., пром., 1959, № 5, с. 426—429.
98. Левераш В. И. — Теплоэнергетика, 1969, № 3, с. 86—88.
99. Крол Р., Маккатчэн Д. — Труды американского общества инженеров механиков. Сер. С. Теплопередача, 1968, т. 90, № 2, с. 21—32.
100. Федоткин И. М., Фирисок В. Р. — В кн.: Тепло-массообмен. Киев, Наукова думка, 1968, с. 181—191.
101. О'Лафлин Д. — Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. С. Теплопередача, 1966, т. 88, № 1, с. 83—86.
102. Риферт В. Г. Канд. дисс. Киев, КПИ, 1969.
103. McAdams W. H. *Heat Transmission*. New York, McGraw-Hill, 1954. 686 p.

104. *Сагань И. И., Дудник А. А.* — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1971, № 3, с. 127—130.
105. *Sinek I. R., Joung E. R.* — Chem. Eng. Progr., 1962, v. 58, № 12, p. 74—80.
106. *Dukler A. E.* — Chem. Eng. Progr. Sump. Serics, Heat Transfer, 1960, v. 56, № 30, p. 1—10.
107. *Linke W.* — Kältetechnik, 1953, Bd. 5, № 10, p. 275—279.
108. *Чжунь Ч., Себан Р.* — Труды амер. общ-ва инж.-механиков, Сер. С. Теплопередача, 1972, № 4, с. 106—110.
109. *Struve H.* — In: VDI-Forschung, t 534. Dusseldorf, VDI-verlag, 1959, p. 135—144.
110. *Haase V.* — Chem. Techn., 1970, v. 22, № 5, p. 283—287.
111. *Кафаров В. В., Мешалкин В. П., Перов В. Л.* Математические основы автоматизированного проектирования химических производств. М., Химия, 1979. 318 с.
112. *Чанг П.* — ЭИ. Сер. Теплоэнергетика, 1963, вып. 9, с. 1—20.
113. *Лесохин Е. П., Аникина Н. П.* — В кн.: Вопросы автоматизации процессов химической технологии. Л., Химия, 1968, с. 80—86.
114. *Arvid H.* Trans. ASME, 1961, D. 83, № 2, p. 101—105.
115. *Дей Р. Л.* — В кн.: Динамические характеристики промышленных объектов регулирования. М., Изд. иностр. лит., 1960, с. 43—95.
116. *Хортон А. В.* — В кн.: Динамические характеристики промышленных объектов регулирования. М., Изд. иностр. лит., 1960, с. 9—42.
117. *Бирюков В. В., Кафаров В. В.* — Химическая промышленность, 1963, № 12, с. 908—914.
118. *Агафонов В. А., Ермилов В. Г., Панков Е. В.* Судовые конденсационные установки. Л., Судпромгиз, 1963. 490 с.
119. *Johnson D. E.* Simulation and Analysis. Improve Evaporation Control, ISA Journal, Jule, 1960, p. 52—56.
120. *Andersen I. A., Glasson L. M., Lees F. P.* Trans. Instrum. Technol., 1961, v. 13, № 1, p. 91—94.
121. *Левачев А. Г.* Канд. дисс. М., МИХМ, 1962. 238 с.
122. *Тaubman E. И.* — В кн.: Тепло- и массоперенос. Минск, 1966, т. 6, с. 306—315.
123. *Рабинович Г. Д.* — ЖТФ, 1953, т. 23, вып. 3, с. 541—549.
124. *Шумская Л. С.* — В кн.: Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред. М., Госэнергоиздат, 1961, с. 350—392.
125. *Коченов И. С.* — Доклады АН СССР, 1956, т. 107, № 5, с. 689—692.
126. *Дикис М. Я.* — Труды ОТИХП, Одесса, 1948, т. 2, с. 17—35.
127. *Левачев А. Г.* — В кн.: Автоматизация химических производств. М., Химия, 1960, вып. 3, с. 15—20.
128. *Hulla V., Katyk J.* — Chem. promysl., 1964, v. 14, N 8.
129. *Лидиев Р. Я.* — В кн.: Химическое машиностроение. Киев, Техника, 1966, вып. 3, с. 118—126.
130. *Лабунцов Д. А.* — Труды МЭИ, 1965, вып. 63, с. 79—84.
131. *Березняк Е. Д., Таубман Е. И.* — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1966, № 3, с. 163—168.
132. *Dickers V.* — Zucker (BRD), 1962, № 5, S. 42—47.
133. *Тaubman E. И., Мальцев А. Л.* — Консервная и овощесушильная промышленность, 1963, № 6, с. 20—23.
134. *Тaubman E. И.* и др. — Консервная и овощесушильная промышленность, 1964, № 12, с. 4—6.
135. *Саберский Р., Гейтс К.* — В кн.: Вопросы физики кипения. М., Мир, 1964, с. 66—79.
136. *Зысина — Моложен Л. М., Кутателадзе С. С.* — ЖТФ, 1950, т. 20, вып. 1, с. 110—116.
137. *Стренч П., Орелл А., Аэстуотер Дж.* — В кн.: Вопросы физики кипения. М., Мир, 1964, с. 331—353.
138. *Фритц В., Энде В.* — В кн.: Вопросы физики кипения. М., Мир, 1964, с. 162—188.

139. *Плезет М. С., Цвик С. А.* — В кн.: Вопросы физики кипения. М., Мир, 1964, с. 189—211.
140. *Форстер Г., Зубр Н.* — В кн.: Вопросы физики кипения. М., Мир, 1964, с. 212—225.
141. *Дергарабедян П.* — В кн.: Вопросы физики кипения. М., Мир, 1964, с. 226—250.
142. *Флоршоц Л., Чао Б.* — Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. С. Теплопередача, 1965, т. 87, № 2, с. 58—72.
143. *Johnson D. E., Schrock V. E., Selph F. B., Leinhard J. H., Rosztolzy Z. R.* Internat. Developm. Heat Mech. Engrs., 1961, p. 24—27.
144. *Ладиев Р. Я.* — В кн.: Теплообмен и гидродинамика в двухфазных средах. Киев, Наукова думка, 1967, с. 63—72.
145. *Мальцев М. Л., Таубман Е. И., Файнких Р. М.* и др — Харчова промисловість, 1963, № 3, с. 32—34.
146. *Леонов И. Т.* Автоматические линии для производства томатной пасты. М., Пищепромиздат, 1962. 93 с.
147. В кн.: Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение солевых вод. Свердловск, 1973, вып. 4, с. 130.
148. *Гаусбрандт Э., Гирш М.* Выпаривание, конденсация и охлаждение. М., ОНТИ Главн. ред. хим. лит-ры, 1936. 380 с.
149. *Зингер Н. И.* — В кн.: Вопросы теплообмена при изменении агрегатного состояния вещества. М. — Л., Госэнергоиздат, 1963, с. 81—91.
150. *Труб И. А.* — Химическое машиностроение, 1960, № 6, с. 24—27.
151. *Браун Г.* — В кн.: Вопросы теплообмена. М. — Л., Госэнергоиздат, 1959, с. 15—17.
152. *Hasson D., Luss D., Navon U.* Int. T. Heat Mass Transfer, 1964, v. 7, № 9, p. 983—1001.
153. *Hasson D. Luss D., Peck R.* Int. T. Transfer, 1964, v. 7, № 9, p. 969—981.
154. *Шумская Л. С., Рябой Э. Б.* — Теплоэнергетика, 1965, № 1, с. 10—15.
155. *Либерман И. Г.* Автоматизация и оптимизация вакуум-выпарных установок. М., Машиностроение, 1972. 229 с.
156. *Мальцев А. Л., Таубман Е. И.* — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1967, № 5, с. 99—103.
157. *Мальцев М. Л., Таубман Е. И.* — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1966, № 6, с. 76—82.
158. *Мальцев М. Л., Таубман Е. И.* — Алгоритмизация расчета процессов и аппаратов химических производств, технологии переработки и транспорта нефти и газа, 1967, вып. 2, с. 47—55.
159. *Нетрусов Л. А.* — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1975, № 10, с. 87—91.
160. *Лавачев А. Г., Зыков Л. А., Атаров Н. З.* — Химическая промышленность, 1966, № 2, с. 141—147.
161. *Таубман Е. И., Лебедев Ю. Н.* — Газовая промышленность, 1969, № 1, с. 28—30.
162. *Белик В. Г., Федоткин И. М., Таубман Е. И.* — Автоматика, 1972, № 6, с. 66—68.
163. *Таубман Е. И., Мальцев М. Л., Дайч Р. Б.* — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1973, № 3, с. 114—118.
164. *Ушатинский Н. А.* Многокорпусный выпарной аппарат. Харьков, ЭКИХИММАШ, 1940, 216 с.
165. *Рабинер Н. Я.* Автореферат канд. дисс. Одесса, 1949, 14 с.
166. *Таубман Е. И., Файнких Р. М.,* — Авт. свид. № 369916, Бюл. изобр. 1970, № 11.
167. Аппараты выпарные трубчатые вертикальные (каталог-справочник). М., ЦИНИХИМНЕФТЕМАШ, 1965. 69 с.
168. *Чернозубов В. П.* — Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение солевых вод. Свердловск, 1977, вып. 2, № 10, с. 3—6.
169. *Соболев Е. А., Егоров А. П., Подберезкин В. Л.* и др. — В кн.: Опреснение солевых вод. М., ЦНИТИАТОМИНФОРМ, 1973, вып. 4, с. 8—17.
170. *Мальцев М. Л., Березняк Е. Д., Таубман Е. И.* — Консервная и овоще-сушильная промышленность, 1969, № 1, с. 24—26.

171. Коган В. Б., Харисов М. А. Оборудование для разделения смесей под вакуумом. Л., Машиностроение, 1976. 375 с.
172. Хенеш Э., Надабан П. Процессы выпаривания в пищевых производствах. М., Пищевая промышленность, 1969, с. 143—146.
173. Труб И. А., Литвин О. П. Вакуумные деаэраторы. М., Энергия, 1967. 99 с.
174. Соколов Е. Я. Вспомогательное оборудование тепловых электростанций. М., 1958. 312 с.
175. Насосы, каталог-справочник. М., Машиностроение, 1966. 309 с.
176. Филиппов С. Н., Хоменко А. Г., Токманцев Н. К. — В кн.: Опреснение соленых вод. М., ЦБНТИНФ, 1966. с. 13—18.
177. Заостровский Ф. П. и др. — В кн.: Опреснение соленых вод. М., ЦБНТИНФ, 1966, с. 92—98.
178. Григорьев В. А. и др. Краткий справочник по теплообменным аппаратам. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962. 252 с.
179. Соболев Е. А., Рючин Ю. В., Голуб С. Н. и др. — Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 7, с. 30—32.
180. Ткач В. И., Филиппов С. Н., Сорокин В. С. — Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 7, с. 17—21.
181. Гельперин Н. И., Шур В. А. — Хим. пром., 1967, № 2, с. 57—61.
182. Кименов Г. А. — Сахарная пром. (София), 1964, № 11, с. 215—224.
183. Кименов Г. А. — Научные труды на Высшем институте на хранительна и вкусова промышленности, т. XII. Пловдив, 1965, с. 445—452.
184. Кименов Г. А. — Научные труды на Высшем институте на хранительна и вкусова промышленности, т. XII. Пловдив, 1965, с. 453—460.
185. Еленков Вл. Р., Клименов Г. А. — Научные труды на Высшем институте на хранительна и вкусова промышленности. т. XII. Пловдив, 1964, с. 263—268.
186. Плановский А. Н., Рычков А. Н. и Лекае В. М. — Химическая промышленность, 1947, № 3, с. 11—13.
187. Hasset N. I. — Ind. Chem., July 1957, p. 15—17.
188. Hasset N. I. — Brit. Chem., Eng, Sept. 1957, p. 42—47.
189. Skelland A. H. — Brit. Chem. Eng., June 1963, p. 91—94.
190. Коган В. Б. Теоретические основы типовых процессов химической технологии. Л., Химия, 1977. 591 с.
191. Таубман Е. И., Мальцев М. Л., Файнких Р. М. — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1966, № 11, с. 118—122.
192. Таубман Е. И. — Труды УкрНИИ КП, 1962, вып. 4, с. 281—290.
193. Таубман Е. И., Лебедев Ю. Н., Голуб С. И., Вайсблат М. В. — Водоснабжение и санитарная техника, 1970, № 10, с. 12—16.
194. Tegze M., es Potaky V. — Mères és Automatika, 1955, v. 3, № 2, p. 49—55.
195. Таубман Е. И., Костанжи И. И. — В кн.: Алгоритмизация расчета процессов и аппаратов на ЭВМ. Киев, Техніка, 1974, вып. 8, с. 126—129.
196. Кулик В. Т. Алгоритмизация объектов управления. Киев, Наукова думка, 1968. 361 с.
197. Мальцев М. Л., Березняк Е. Д., Таубман Е. И. — Консервная и овощесушильная промышленность, 1969, № 1, с. 35—38.
198. Таубман Е. И., Мальцев М. Л., Березняк Е. Д. Труды УкрНИИ КП, 1967, вып. 6, с. 174—181.
199. Таубман Е. И., Калишевич Ю. И. — Холодильная техника, 1976, № 1, с. 23—25.
200. Таубман Е. И., Калишевич Ю. И. — Теплообмен, 1976, т. 4, с. 9—19.
201. Таубман Е. И., Калишевич Ю. И. Материалы Всесоюзного семинара Опреснение соленых вод и использование их в водоснабжении. М., МДНТП, 1972, с. 38—40.
202. Калишевич Ю. И., Таубман Е. И., Лебедев Ю. Н., Трегуб М. С. — В кн.: Химическая технология, Киев, Техніка, 1976, № 2, с. 46—48.
203. Токманцев Н. К., Ильюченко В. В., Чернозубов В. В. — В кн.: Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение соленых вод. Свердловск, 1977, вып. 2, № 10, с. 53—60.

204. *Porteous A., Muncaster R.* British Chemical Engineering, 1971, v. 16, № 1, p. 92—98.
205. *Токманцев Н. К., Чернозубов В. Б., Ильющенко В. В.* — В кн.: Вопросы атомной науки и техники, Сер. Опреснение соленых вод. Свердловск, 1974, вып. 1, № 5, с. 133—137.
206. *Токманцев Н. К., Ильющенко В. В., Чернозубов В. Б.* — В кн.: Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение соленых вод. Свердловск, 1977, вып. 2, № 10, с. 53—60.
207. *Савченко В. В., Сейиткурбанов С.* — Изв. АН ТуркмССР. Сер. ФТХ и ГН, 1978, № 3, с. 33—37.
208. *Савченко В. В.* — Изв. АН ТуркмССР. Сер. ФТИ и ГН, 1978, № 3, с. 29—32.
209. *Макинский И. В., Шищенко В. В., Гейвандов И. А.* — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1971, № 2, с. 113—116.
210. *Говерт А. А., Асс Г. Ю., Штаф О. Г.* — Научные труды ПермНИИУголь, вып. XX. Очистка и исследование шахтных вод. М., ИГД им. А. А. Скочинского, 1975, с. 36—44.
211. *Колотыгин Ю. А., Филиппов С. Н.* — Теплоэнергетика, 1975, № 8, с. 64—66.
212. *Simpson H. C., Hutchinson M.* — Desalination, 1967, v. 2, № 3, p. 308—324.
213. *Чернозубов Г. А., Филипова Б. В., Минухин Л. А., Токманцев Н. К.* — В кн.: Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение соленых вод. Свердловск, 1977, вып. 2, № 10, с. 23—29.
214. *Миркис И. М., Скибинский И. Я., Митлицкий Г. А. и др.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 7, с. 11—14.
215. *Говерт А. А., Мышинский Л. И.* — В кн.: Опреснение соленых вод и использование их в водоснабжении. М., Изд. Общества «Знание», 1972, с. 11—15.
216. *Картовский Ю. В., Филиппов С. Н., Панков В. Г. и др.* — В кн.: Вопросы атомной науки и техники. Сер. Опреснение соленых вод. Свердловск, 1976, вып. 1, № 8, с. 20—25.
217. *Вайсблат М. Б.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 2, с. 5—8.
218. *Дыхно А. Ю.* Использование морской воды на тепловых электростанциях. М., Энергия, 1974. 269 с.
219. *Вайсблат М. Б., Сметанин В. И., Токманцев Н. К., Юркин В. С.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1968, № 3, с. 1—4.
220. *Вайсблат М. Б., Сметанин В. И., Токманцев Н. К. и др.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1969, № 8, с. 10—11.
221. *Корнеев А. И., Извеков А. В.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1967, № 2, с. 22—26.
222. *Тaubman E. И., Пастушенко Б. Л., Горнев В. А.* — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1979, с. 52—56.
- 222а. *Розен А. М., Голуб С. И., Давыдов И. Ф.* — ДАН, 1974, т. 216, № 6, с. 1277—1281.
- 222б. *Розен А. М., Голуб С. И., Вотинцева Т. И.* К расчету транспортируемого уноса при барботаже. Теплоэнергетика, 1976, № 11, с. 59—62.
- 222в. *Лукин Г. Я.* Формирование уноса капель в опреснителях при барботажном испарении и методика его расчета. Изв. вузов СССР — Энергетика, 1980, № 8, с. 51—56.
- 222г. *Greffrath R., Maying F.*, A control system for multistage flash desalination plants, Desalination, 1979, v. 31, № 1—3, p. 71—83.
223. *Woodward T.* Chemical Engineering Progress, January, 1961, № 1, p. 52—57.
224. *Kern D. Q.* OSWR D Progress Report N 261, Apr. 1967, p. 43—45.
225. *Kenat A. and Sideman S.*, — Hansan C., ed., Pergamon Press, New York, 1971, p. 455—494.
226. *Мальцев Е. Д.* Опреснение соленых вод. М., Атомиздат, 1965. 91 с.
227. *Соу С.* Гидродинамика многофазных систем. М., Мир, 1971. 536 с.

228. *Голубков Б. Н., Степанов Р. Е.* — Труды МЭИ. М., 1975, вып. 249, с. 82—86.
229. Пат. 1101402, 1968 (Англия).
230. Пат. 3404537, 1968 (США).
231. *Волков Г. И., Кухарев Е. Д.* — Химическое и нефтяное машиностроение, 1970, № 10, с. 25—26.
232. *Романков П. Г., Курочкина М. И.* Гидромеханические процессы химической технологии. Л., Химия, 1974. 288 с.
233. *Егоров Н. Н.* Охлаждение газа в скрубберах. М., Госхимиздат, 1954. 144 с.
234. *Пекелис Г. Б.* Глубокое охлаждение отходящих продуктов сгорания энергетических установок. Минск, Изд. ЦК КПБ, 1957. 64 с.
235. *Алексеев В. П., Дорошенко А. В., Васильева И. Г.* — Изв. вузов. Сер. Энергетика, 1971, № 2, с. 74—80.
236. Пат. кл. 13(7). В 12, (B01d), 25841, 1971 (Япония).
237. *Кремнев О. А., Боровский В. Р., Долинский А. А.* Скоростная сушка. Киев, Гостехиздат УССР, 1963. 382 с.
238. *Ляхов О. Г., Колесник Ю. А., Якимов О. Л.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1974, № 3, с. 20—23.
239. *Ясинский А. А.* Оборудование термического обезвреживания промышленных стоков. М., Машиностроение, 1972. 136 с.
240. Пат. 2803589, 1957 (США).
241. *Othmer D. F.* Chem. and Engng. Process, 1965, v. 46, № 3, p. 120—124.
242. *Walker P. T., Newson I. and Johnson K. D. B.* Desalination, 1967, v. 2, p. 196—206.
243. *Подберезный В. Л., Розен А. М., Сяляко К. С.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1971, № 6, с. 8—13.
244. *Дябло В. В., Заставнюк В. К., Кардасевич О. А., Корнейчев А. И.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1971, № 6, с. 4—8.
245. *Тобилевич Н. Ю., Сагань И. И., Чепурной М. М.* — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1967, № 3, с. 128—131.
246. *Жужиков В. А.* — Химическая промышленность, 1959, № 1, с. 71—72.
247. *Miller E. Ref. Eng., Oct. 1959, p. 27—29.*
248. *Пономаренко В. Г., Пискунов Ю. Н.* — Химическая промышленность, 1967, № 8, с. 615—618.
249. *Skelland A. H. P., Brit., Chem. Eng., Apr., 1963, p. 14—19.*
250. *Радун Д. В., Левачев А. Г., Лютиков Ю. А., Хитров Б. В.* — Химическая промышленность, 1969, № 9, с. 693—695.
251. *Таубман Е. И.* — Изв. вузов. Сер. Пищевая технология, 1962, № 5, с. 120—126.
252. *Табачник Е. Б., Ямбулатов А. С., Таубман Е. И.* — В кн.: Динамика тепловых процессов. Киев, Наукова думка, 1972, с. 135—139.
253. *Мальцев М. Л., Таубман Е. И., Медзеновский В. Б.* — В кн.: Динамика тепловых процессов в энергетике и технологии. Киев, Наукова думка, 1971, с. 86—95.
254. *Вендров И. Б., Костанжи И. И., Таубман Е. И.* — В кн.: Динамика тепловых процессов. Киев, Наукова думка, 1972, с. 119—128.
255. *Девяглов Б. Н.* — Изв. АН СССР. Сер. Отделение технических наук, 1958, № 5, с. 29—33.
256. *Таубман Е. И., Либерман И. Г.* — Сб. ЦИНТИ Пищепром, 1963, № 8, с. 12—14.
257. *Вендров И. Б., Костанжи И. И., Таубман Е. И.* — В кн.: Кибернетика и автоматическое управление. Киев, Техніка, 1969, вып. 1.
258. *Костанжи И. И., Таубман Е. И.* — В кн.: Химическое машиностроение. Киев, Техніка, 1975, вып. 21, с. 141—146.
259. *Ломакин И. Л., Радун Д. В., Левачев А. Г., Балашов Л. Н.* Автоматизация хлорных производств. М., Химия, 1975. 311 с.
260. *Ивахненко А. Г.* Электроавтоматика. Киев, Гостехиздат УССР, 1957. 450 с.

261. *Белик В. Г., Федоткин И. М.* Моделирование и оптимизация выпарных установок с паротворением. Киев, Техніка, 1974, с. 130.
262. *Мицкевич Ю. Г., Лимаров В. Т.* — В кн.: Автоматизация производственных процессов. М., 1964, с. 28—36.
263. *Костенко Г. Н., Кон Л. О., Козак А. М.* Научные записки ОПИ, 1961, т. 31, с. 39—49.
264. *Мальцев М. Л., Таубман Е. И., Файнких Р. М.* — Сб. ЦИТИПищепром, 1965, № 3, с. 6—9.
265. *Миркис И. М., Дыхно А. Ю., Кегаян Ю. Ш., Скибинский И. Я.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1970, № 3, с. 12—14.
266. *Миркис И. М., Жабин Г. Г., Аббасов Т. А. и др.* — Теплоэнергетика, 1970, № 3, с. 76—78.
267. *Колотыгин Ю. А., Дьяков А. А., Филиппов С. Н.* — В кн.: Опреснение соленых вод. М., ЦНИИАТОМИНФОРМ, 1973, вып. 4, с. 89—92.
268. *Гриссбах Р.* Теория и практика ионного обмена. М. — Л., Издательство, 1963. 499 с.
269. *Макинский И. Э. и др.* — В кн.: Материалы I Всесоюзного научно-технического совещания по теплообменным и теплофизическим свойствам морских и солоноватых вод при их использовании в парогенераторах и опреснителях. Баку, Ин-т энергетики АН АзССР, 1973, с. 235—245.
270. *Гонимонский В. Ц., Чернозубов В. Б., Голуб С. И., Шаццлло-В. Г.* — В кн.: Опреснение соленых вод. М., ЦНИИАТОМИНФОРМ, 1973, вып. 4, с. 31—35.
271. *Берман М. И., Горбис З. Р.* — Теплоэнергетика, 1973, № 11, с. 86—88.
272. *Таубман Е. И., Бильдер З. П.* — Электрические станции, 1974, № 1, с. 69—70.
273. *Мельцер Л. З., Бондаренко Л. Ф., Таубман Е. И. и др.* — Холодильная техника, 1975, № 10, с. 10—13.
274. *Таубман Е. И., Петруняк В. Д., Калишевич Ю. И., Лебедев Ю. Н.* — В кн.: Энергетика и электрификация. 1975, № 6, с. 20—31.
275. *Таубман Е. И., Горнев В. А., Денисов Ю. П., Пастушенко Б. Л.* — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев, Техніка, 1978, № 27, с. 56—61.
276. А. с. 2666765/23—26, 1978 (СССР).
277. А. с. 2662849/26, 1979 (СССР).
278. *Бильдер З. П., Таубман Е. И.* — Теплоэнергетика, 1973, № 2, с. 83—84.
279. *Штыка В. П.* — Водоснабжение и санитарная техника, 1973, № 6, с. 2—3.

Предметный указатель

- Аппараты погружного горения** 232, 233
- Выпаривание**
комбинирование с другими процессами 306 сл.
методы 13
и предельное концентрирование 40 сл.
равновесие в растворах 24 сл.
уравнения термодинамики 22 сл.
установки см. Выпарные установки
энергетическая эффективность 39 сл.
энергетический баланс 34 сл.
- Выпарные аппараты**
блок-схема расчета на ЭВМ 288
виды гидродинамических потоков 67
с восходящей пленкой жидкости 151, 152
с встроенной греющей камерой 148
с вынесенной греющей камерой 148
— — зоной парообразования 144
классификация 143 сл.
конструкции 146, 147
контактные см. Контактные теплообменники
математическое описание процессов 84 сл.
материалы для изготовления 150
с ниспадающей пленкой жидкости 150, 151
парожидкостная камера 147 сл.
с погруженной вращающейся поверхностью нагрева 146, 152, 153
постоянные времени 105
с принудительной циркуляцией 148, 149, 152
результаты моделирования на ЭВМ 289
роторно-пленочные 151
структурная схема аналоговой
- Выпарные аппараты**
модели 281, 282
схема аппарата 84
- Выпарные установки**
адиабатного (мгновенного) испарения см. Установки мгновенного (адиабатного) испарения (УМИ)
блок-схемы алгоритмов расчета 20
контактные см. Контактные выпарные установки
математические модели см. Математические модели
многоступенчатые см. Многоступенчатые выпарные установки (МВУ)
моделирование переходных режимов на ЭВМ 278
поверхностного типа см. Выпарные установки поверхностного типа
промышленные см. Промышленные выпарные установки
электроаналоговые модели 270
энергетическая эффективность 40 сл.
- Выпарные установки поверхностного типа**
аппараты см. Выпарные аппараты
вспомогательное оборудование 153, 154
дистилляционные опреснительные 158, 159
исследование см. Исследование выпарных установок
классификация 155
концентрирование сточных минерализованных вод 159, 160
— технологических растворов 155 сл.
методы расчета см. Расчет выпарных установок
оптимизация 180 сл., 188 сл., 193, 194
схемы 156
удельные затраты 193 сл.
— показатели 39, 180 сл.