

М. А. КИЧИГИН и Г. Н. КОСТЕНКО

ТЕПЛООБМЕННЫЕ
АППАРАТЫ
И
ВЫПАРНЫЕ
УСТАНОВКИ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1955 ЛЕНИНГРАД

* * *

В книге изложены основы расчета и конструирования наиболее распространенных тепловых аппаратов: поверхностных теплообменников (преимущественно трубчатых подогревателей и холодильников), выпарных аппаратов и выпарных установок прямого тока.

Дается методика анализа их работы, приводятся мероприятия по экономии тепла и повышению их производительности и высказываются соображения по выбору рациональных конструкций всех аппаратов. Изложение сопровождается примерами расчетов (тепловым, конструктивным, гидравлическим, механическим).

Книга предназначена для студентов теплоэнергетических и химико-технологических специальностей и инженерно-технических работников, имеющих дело с тепловыми аппаратами в промышленности.

* * *

Авторы: *Кичигин Михаил Александрович и Костенко Георгий Николаевич* —
«Теплообменные аппараты и выпарные установки».

* * *

Редактор *М. И. Недлин*Техн. редактор *И. М. Скворцов*

Сдано в набор 17/II 1954 г.

Подписано к печати 7/1 1955 г.

Бумага 60×12/10.

Объем 24,5 п. л. + вклейка

Уч.-изд. листов 30,5.

Т-60809

Тираж 10.000

Цена 16 р. 25 к.

Зак. 1068.

Типография Госэнергоснаб. М. Москва, Шлюзовая в.б., 10.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Промышленная теплотехника представляет собой обширную и важную отрасль энергетики, связанную с потреблением тепла и топлива предприятиями различных отраслей промышленности. Тепловое оборудование промышленных предприятий (в том числе теплообменные и выпарные аппараты) весьма разнообразно.

В отечественной промышленности благодаря новейшим достижениям передовой советской науки, рационализаторов и новаторов производства накопился большой и ценный опыт по рациональному конструированию и эксплуатации тепловых аппаратов, несомненно утверждающий преимущества планового социалистического хозяйства СССР и ведущую роль отечественной науки и техники в области промышленной энергетики. Между тем в широкой разившейся области промышленной теплотехники еще ощущается недостаток литературы и особенно литературы учебной, что нередко затрудняет работу по проектированию тепловых аппаратов и организацию учебных занятий по подготовке инженерных кадров.

Материалы, изложенные в этой книге, подготовлены авторами в результате проведения в течение ряда лет учебных занятий по специальным курсам на факультетах теплотехническом и химического машиностроения Киевского ордена Ленина политехнического института. В книге рассматривается лишь определенная часть тепловой аппаратуры: теплообменные аппараты поверхностного типа (преимущественно трубчатые), выпарные аппараты и многокорпусные выпарные установки прямого тока. Содержание книги составляет последовательное изложение основ расчета и конструирования этих аппаратов. Задача ее — выяснение особенностей соответствующего теплового оборудования и анализ его работы с целью повышения производительности и экономичности. Предназначается книга для студентов теплоэнергетических и химико-технологических специальностей и инженерно-технических работников, имеющих дело с тепловыми аппаратами в промышленности. При этом читатель должен не просто только получить сведения по указанным вопросам, но и научиться творчески анализировать процессы и конструкции тепловых аппаратов и прилагать полученные сведения к решению практических задач, чем обеспечивается непрерывное движение вперед в любой области

техники. Поэтому в книге уделяется внимание выяснению методики анализа основных рабочих процессов, протекающих в тепловых аппаратах, методики их расчета и выбора рациональных конструкций. Изложение сопровождается примерами расчетов.

При изложении авторы старались использовать, помимо известных в отечественной литературе сведений, также некоторые результаты своих исследований, связанных с многолетним сотрудничеством с работниками сахарной промышленности. В частности, можно отметить, что результаты их исследований по расчету и установлению оптимального режима работы многокорпусных выпарных установок широко применяются в сахарной промышленности и в 1950 г. они были непосредственно использованы для составления новых прогрессивных норм, утвержденных МПП СССР для сахарных заводов Советского Союза. Результаты опытных исследований в области теплоотдачи при кипении растворов (М. А. Кичигин и Н. Ю. Тобилевич) получили одобрение конференции по теплообмену Комитета пара высоких параметров Академии наук СССР. Находит постепенно практическое подтверждение и новая методика динамических расчетов выпарных установок (Г. Н. Костенко). С этими обстоятельствами связаны некоторые особенности изложения материала в книге (например, в гл. 5 и 6).

Гл. 1—3, 4 (кроме § 9), 5 и 6 написаны Г. Н. Костенко, 7 и § 4-9 — М. А. Кичигиным; материалы гл. 8 по предложению авторов составлены инж. Р. Я. Ладиевым.

Большую помощь в работе оказали сотрудники Киевского ордена Ленина политехнического института А. Г. Бондарь и Ю. М. Тананайко (кафедра машин и аппаратов химических производств), С. А. Романовский и В. А. Чеботарев (кафедра теоретической и общей теплотехники), которым авторы выражают благодарность.

Книга, несомненно, не лишена недостатков. Авторы надеются, что читатели сообщат свои критические замечания, которые с признательностью будут приняты.

Авторы

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
-----------------------	---

Глава первая

ТИПОВЫЕ СХЕМЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ

1-1. Назначение и основные типы теплообменных устройств. Теплоносители и охлаждающие агенты	9
1-2. Определение тепловых нагрузок и расходов теплоносителей и охлаждающих агентов	12
1-3. Теплообменные устройства с паровым обогревом	14
1-4. Теплообменные устройства с обогревом горячими жидкостями	18
1-5. Теплообменные устройства с газовым обогревом	21
1-6. Охлаждение в поверхностных холодильниках	22
1-7. Нагревание и охлаждение в реакционных аппаратах	25
1-8. Утилизационные теплообменные устройства	27
1-9. Классификация теплообменных аппаратов	29

Глава вторая

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2-1. Виды тепловых расчетов	38
2-2. Основные уравнения теплового расчета аппаратов. Определение поверхности теплообмена	39
2-3. Характер изменения температур рабочих сред в теплообменных аппаратах	45
2-4. Средняя разность температур и ее вычисление	51
2-5. Выбор направления тока рабочих сред в теплообменных аппаратах	60 ✓
2-6. Выбор конечных температур рабочих сред в теплообменных аппаратах	64 ✓
2-7. Определение средних температур рабочих сред	72 ✓
2-8. Методика определения коэффициентов теплопередачи аналитическим путем	74
а) Постановка вопроса	74
б) Коэффициент теплопередачи при чистой поверхности теплообмена. Термические сопротивления	75
в) Анализ основного соотношения для коэффициента теплопередачи. Расчет температуры стенок	79
г) Коэффициент теплопередачи при загрязненной поверхности нагрева. Коэффициент использования поверхности теплообмена	83
д) Порядок расчета коэффициентов теплопередачи	86
2-9. Основные расчетные уравнения по конвективному теплообмену	87
А. Классификация явлений конвективного теплообмена	87
Б. Общий вид критериальных уравнений и расчетных формул при конвективном теплообмене	88
В. Теплоотдача в вынужденном потоке вдоль каналов	90
Г. Теплоотдача в вынужденном поперечном потоке	89
Д. Теплоотдача в свободном потоке	101
Е. Теплоотдача при пленочной конденсации паров	105

2-10. Методика проектных тепловых расчетов теплообменных аппаратов	112
2-11. Методика поверочных тепловых расчетов теплообменных аппаратов	122
2-12. Тепловой расчет процессов периодического нагревания и охлаждения	128

Глава третья

КОНСТРУКТИВНЫЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3-1. Задачи и содержание конструктивного расчета теплообменных аппаратов	139
3-2. Расчет проточной части трубного пространства	139
3-3. Выбор размещения труб в трубных плитах	141
3-4. Определение внутреннего диаметра корпуса аппарата	148
3-5. Расчет проточной части межтрубного пространства	150
3-6. Определение диаметров патрубков	154
3-7. Задачи гидромеханического расчета теплообменных аппаратов	158
3-8. Гидравлическое сопротивление теплообменных аппаратов	159
3-9. Определение коэффициентов сопротивления трения	161
3-10. Выбор коэффициентов местных сопротивлений	165

Глава четвертая

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

4-1. Общие принципы конструирования теплообменных аппаратов	171
4-2. Основные конструктивные элементы и узлы теплообменных аппаратов	174
4-3. Трубчатые теплообменники жесткой конструкции	179
4-4. Трубчатые теплообменники нежесткой конструкции	188
4-5. Трубчатые теплообменники полужесткой конструкции	198
4-6. Элементные теплообменники	203
4-7. Другие типы поверхностных теплообменников	204
4-8. Сравнительная оценка и выбор конструкций теплообменных аппаратов	208
4-9. Оптимальный режим работы теплообменных аппаратов	211

Глава пятая

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

5-1. Назначение и классификация выпарных установок	214
5-2. Основы тепловых расчетов выпарных установок	218
5-3. Определение нагрузок корпусов выпарных установок. Тепловой баланс корпуса	222
5-4. Простейший расчет нагрузок корпусов выпарной установки. Эффективность паротбора	226
5-5. Расчет нагрузок корпусов выпарной установки по методу проф. И. А. Тищенко	233
5-6. Расчет нагрузки корпусов выпарной установки с учетом тепловых потерь	236
5-7. Сравнение различных методов расчета	238
5-8. Особенности расчета выпарных установок под давлением	240
5-9. Особенности расчета выпарных установок с промежуточным подводом пара	245
5-10. Расчет коэффициентов теплопередачи выпарных аппаратов	248
5-11. Основы расчета температурного режима выпарных установок	259
5-12. Распределение полезной разности температур по корпусам	265
5-13. Методика проектных тепловых расчетов выпарных установок	273
5-14. Методика поверочных тепловых расчетов выпарных установок	280

Глава шестая

ОСНОВЫ ДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

6-1. Постановка вопроса и основные соотношения. Характеристики выпарных устройств	290
6-2. Коэффициент накипеобразования и факторы, его определяющие	296
6-3. Оптимальные напряжения поверхности нагрева корпусов выпарных установок	298
6-4. Повышение устойчивости и производительности выпарных установок в условиях накипеобразования	305
6-5. Изменение коэффициентов теплопередачи выпарных аппаратов в связи с накипеобразованием	307
6-6. О регулировании температурного режима выпарных установок	310
6-7. Проектные и поверочные тепловые расчеты выпарных установок	312

Глава седьмая

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

7-1. Общая характеристика конструкций испарителей и выпарных аппаратов	315
7-2. Классификация испарителей и выпарных аппаратов	317
7-3. Критерии для сравнения конструкций испарителей и выпарных аппаратов	319
7-4. Основные типовые конструкции испарителей и выпарных аппаратов	322
7-5. Вспомогательные устройства испарителей и выпарных аппаратов	337
7-6. Основные положения по выбору конструкций испарителей и выпарных аппаратов	339
7-7. Оптимальный режим работы испарителей и выпарных аппаратов	340

Глава восьмая

МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННЫХ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

8-1. Задачи и содержание механического расчета элементов теплообменных аппаратов	344
8-2. Требования, предъявляемые к элементам теплообменных аппаратов	345
8-3. Расчет элементов корпуса аппарата	347
8-4. Расчет укрепленных вырезов в цилиндрических обечайках и днищах	360
8-5. Расчет трубчатки теплообменного устройства	362
8-6. Расчет разъемных прочно-плотных соединений	369
8-7. Расчет опор на прочность	373
8-8. Механический расчет выпарного аппарата (жесткой конструкции)	375
8-9. Механический расчет теплообменника нежесткой конструкции	381
8-10. Механический расчет реактора (с паровой рубашкой)	383
Использованная литература	386
Предметный указатель	388

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТИПОВЫЕ СХЕМЫ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ

1-1. НАЗНАЧЕНИЕ И ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ. ТЕПЛОНОСИТЕЛИ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ АГЕНТЫ

Теплообменными устройствами называют установки, предназначенные для передачи тепла от одной рабочей среды к другой. Рабочими средами в дальнейшем мы будем называть жидкие и газообразные вещества, участвующие в теплообмене. При этом вещество, имеющее более высокую температуру и отдающее тепло, будем называть *первичной рабочей средой*, а вещество, имеющее более низкую температуру и воспринимающее тепло, — *вторичной рабочей средой*.

В литературе встречаются и другие термины для обозначения рабочих сред: теплоноситель и теплопоглотитель, горячая и холодная жидкости и т. п. Это, конечно, несколько не изменяет сущности самих понятий. Первичную рабочую среду в процессах *нагревания* мы будем называть также *теплоносителем*, а вторичную рабочую среду в процессах *охлаждения* — *охлаждающим агентом*.

К категории теплообменных устройств по основным признакам их рабочего процесса, кроме подогревателей и холодильников, можно отнести еще технологические *конденсационные устройства*, предназначенные для сжижения паров каких-либо продуктов, и часто встречающиеся в качестве элементов теплоиспользующих установок, например в перегонных установках. Здесь *первичной рабочей средой*, или *теплоносителем*, являются конденсирующиеся пары продуктов, а *вторичной средой*, или *охлаждающим агентом*, — *постепенно нагревающаяся вода* либо продукты, предварительно нагреваемые в той же установке (нередко конденсаторы перегонных установок являются, таким образом, подогревателями продуктов).

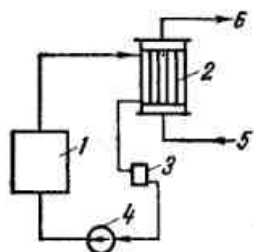
К числу общих требований, предъявляемых к теплообменным устройствам, можно отнести следующие:

1. *Соблюдение условий технологического режима*: в целях сохранения высокого качества вырабатываемого продукта особо важно соблюдение температурного режима процессов.

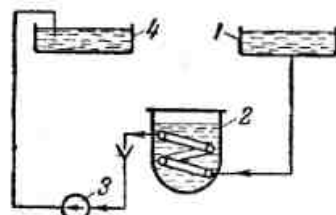
2. **Высокая производительность** и, следовательно, интенсификация теплообмена, которая достигается повышением коэффициентов теплопередачи и увеличением средних разностей температур.

3. **Высокая экономичность**, для которой первостепенное значение имеет выбор теплоносителей и их параметров, с тем чтобы использование этих теплоносителей было связано с минимальными затратами топлива. Очень важное значение приобретает использование вторичных тепловых ресурсов (отходящих газов, отработавших или вторичных паров, горячих вод и продуктов и т. п.).

4. **Надежность и безопасность устройств**, достигаемые возможностью регулирования температурного режима процесса,



Фиг. 1-1. Схема устройства для нагревания продукта в теплообменнике.
1 — паровой котел; 2 — теплообменник (подогреватель); 3 — конденсатоотводчик; 4 — насос; 5 — вход продукта; 6 — выход продукта.



Фиг. 1-2. Схема устройства для охлаждения продукта в реакторе.
1 — сборник холодной воды; 2 — реактор (холодильник); 3 — насос; 4 — сборник нагретой воды.

удобством контроля, простотой ухода, соблюдением условий техники безопасности.

5. **Рациональное оформление аппаратуры**, т. е. достижение простоты конструкции, компактности устройств, экономии металла, удобства монтажа, ремонта и эксплуатации.

По основному технологическому назначению следует различать два вида теплообменных устройств: собственно теплообменники и реакционные аппараты (реакторы).

Теплообменником в дальнейшем будем называть устройство для непрерывной передачи тепла от потока одной рабочей среды к потоку другой. Схема устройства для нагревания жидкого продукта паром в теплообменнике приведена на фиг. 1-1.

Характерным признаком реактора является периодический теплообмен между рабочими средами. Схема устройства для охлаждения продукта водой в реакционном аппарате приведена на фиг. 1-2. В реакторах обычно основным является осуществле-

ние того или иного физико-химического процесса при посредстве теплообмена, который представляет собой, таким образом, вспомогательный процесс.

Технологическое назначение теплообменных устройств чрезвычайно разнообразно, поэтому в промышленной практике отмечается большое обилие типов и конструкций теплообменных устройств и аппаратов. Несмотря на это, представляется возможным выделить основные классы типовых устройств и аппаратов, тем более что даже аппараты самого разнообразного назначения часто имеют одинаковое конструктивное оформление.

По виду используемых тепловых ресурсов теплообменные устройства делятся на устройства, использующие первичные тепловые ресурсы, и теплоутилизационные устройства.

Первые характеризуются применением теплоносителей или охлаждающих агентов, специально производящихся для использования в рассматриваемых теплообменных аппаратах.

Вторые (утилизаторы, рекуператоры и регенераторы) используют тепло отходящих материальных потоков, называемых вторичными тепловыми ресурсами. Использование последних является важнейшим мероприятием в деле повышения экономичности промышленных теплоустановок, и поэтому рациональные проектирование и эксплуатация утилизационных устройств имеют исключительно важное значение.

По способу обогрева и охлаждения различаются следующие основные типовые группы теплообменных устройств:

- 1) с паровым обогревом;
- 2) с обогревом горячими жидкостями;
- 3) с газовым обогревом;
- 4) с жидкостным охлаждением;
- 5) с газовым охлаждением.

Промышленные теплоносители и охлаждающие агенты с точки зрения технической и экономической целесообразности их применения должны обладать следующими качествами.

1. **Быть термодинамически благоприятными.** Теплоносители и охлаждающие агенты, имеющие высокие удельный вес и теплоемкость, малую вязкость, а также высокое значение теплоты парообразования, являются наиболее благоприятными.

При этих качествах рабочие среды обеспечивают достижение достаточной интенсивности теплообмена и уменьшение весовых и объемных количеств, потребных для заданной тепловой нагрузки теплообменного аппарата.

Кроме того, важно, чтобы теплоносители обладали высокими температурами при одновременно малых давлениях, что облегчает аппаратное оформление устройств.

2. **Быть термически стойкими и не оказывать неблагоприятного влияния на материалы аппаратуры.** Теплоносители и охлажда-

дающие агенты должны быть химически стойкими и неагрессивными даже при достаточно длительном действии высоких температур. Очень важно, чтобы рабочие среды по возможности не давали отложений на поверхности теплообмена, так как отложения приводят к понижению коэффициента теплопередачи и производительности теплового оборудования.

3. Быть дешевыми и достаточно распространенными в отечественных ресурсах. Дорогостоящие или мало распространенные вещества увеличивают капитальные затраты и эксплуатационные расходы, что иногда приводит к явной нецелесообразности применения того или иного вещества с экономической точки зрения.

Таким образом, при выборе теплоносителей и охлаждающих агентов необходимо в каждом частном случае детально учитывать их термодинамические и физико-химические свойства, а также технико-экономические характеристики. В промышленности в качестве теплоносителей применяют большое количество веществ, из которых наибольшее распространение получили водяной пар, горячая вода и газообразные продукты сгорания топлива. В отдельных случаях применяются расплавленные соли и высококипящие жидкости (минеральные масла, органические соединения, ртуть) или их пары. В качестве охлаждающих агентов наиболее распространены вода, воздух и водные растворы некоторых солей (NaCl, CaCl₂ и др.).

Особое место занимают часто применяемые в качестве теплоносителей и охлаждающих агентов полупродукты, продукты и отходы производства, используемые, как отмечалось выше, в качестве вторичных тепловых ресурсов. В этом случае вследствие их дешевизны перечисленные выше требования, предъявляемые к теплоносителям и охлаждающим агентам, имеют относительно меньшее значение, основную же роль играют вопросы, связанные с рациональным конструктивным оформлением соответствующих утилизационных устройств.

1-2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И РАСХОДОВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И ОХЛАЖДАЮЩИХ АГЕНТОВ

Расходы теплоносителей и охлаждающих агентов, а также тепловые нагрузки теплообменных устройств определяются обычно из уравнений теплового баланса. В общей и простой форме данные, необходимые для составления теплового баланса теплообменных устройств при условии, что процессы теплообмена имеют установившийся характер, не связаны с тепловыми эффектами химических реакций и протекают при постоянном давлении, можно представить в следующем виде:

¹ Т. е. кипящие при температурах выше температуры насыщения водяного пара при том же давлении.

А. Приход тепла

1. Тепло первичной рабочей среды $Q_1' = G_1 i_{1н}$.
2. Тепло вторичной рабочей среды $Q_2' = G_2 i_{2н}$.

Б. Расход тепла

1. Тепло первичной рабочей среды $Q_1'' = G_1 i_{1к}$.
2. Тепло вторичной рабочей среды $Q_2'' = G_2 i_{2к}$.
3. Потери тепла Q_n .

Следовательно, уравнение теплового баланса принимает вид:

$$G_1 i_{1н} + G_2 i_{2н} = G_1 i_{1к} + G_2 i_{2к} + Q_n,$$

где G — весовой расход рабочих сред, кг;
 $i_{н}$, $i_{к}$ — начальное и конечное теплосодержания рабочих сред, ккал/кг.

Уравнение теплового баланса дает соотношение для вычисления тепловой нагрузки аппаратов:

$$Q = G_1 (i_{1н} - i_{1к}) = G_2 (i_{2н} - i_{2к}) + Q_n, \quad (1-1)$$

которому можно придать различные частные формы в зависимости от конкретных условий протекания процесса.

Если выражать тепловые потери в окружающую среду Q_n в долях от количества тепла, полученного вторичной средой, то уравнение (1-1) примет вид:

$$Q = G_1 (i_{1н} - i_{1к}) = x G_2 (i_{2н} - i_{2к}), \quad (1-2)$$

где x — коэффициент, учитывающий тепловые потери в окружающую среду и определяемый на основании опытных данных.

Составляющие теплового баланса (1-1) и (1-2) могут быть выражены как в весовых (G), так и в объемных (V) количествах рабочих сред или в молях в единицу времени (M). При этом в уравнения подставляют соответственно весовое теплосодержание продукта (ккал/кг) или объемное теплосодержание (ккал/м³), или теплосодержание моля (ккал/моль).

Уравнение теплового баланса позволяет определить расходы рабочих сред. Так, например, для подогревателей расход теплоносителя составляет:

$$G_1 = \frac{Q}{i_{1н} - i_{1к}} = \frac{x G_2 (i_{2н} - i_{2к})}{i_{1н} - i_{1к}},$$

а для холодильников расход охлаждающего агента

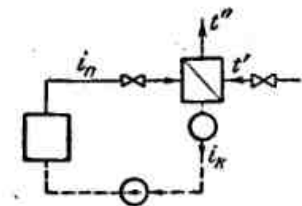
$$G_2 = \frac{Q}{x(i_{2к} - i_{2н})} = \frac{G_1(i_{1н} - i_{1к})}{x(i_{2к} - i_{2н})}$$

Как видно из приведенных соотношений, потери тепла в окружающую среду (при $x > 1$) увеличивают расход теплоносителя и уменьшают расход охлаждающего агента.

В других случаях, когда, например, необходимо учитывать тепловой эффект химических реакций, протекающих при нагревании или охлаждении продуктов, форма уравнения теплового баланса соответственно изменяется. Но методика составления уравнения теплового баланса и использования его для определения тепловой нагрузки теплообменного устройства или расхода теплоносителя (или охлаждающего агента) остается во всех случаях одинаковой.

1-3. ТЕПЛОБМЕННЫЕ УСТРОЙСТВА С ПАРОВЫМ ОБОГРЕВОМ

Теплообменные устройства с паровым обогревом широко применяются в промышленности. Наиболее распространенным теплоносителем является конденсирующийся водяной пар.



Фиг. 1-3. Схема парового обогрева в поверхностном теплообменнике.

На фиг. 1-3 показана схема непрерывного парового обогрева в поверхностном теплообменнике с возвратом конденсата в парогенератор. В этом случае уравнению теплового баланса (1-2) для тепловой нагрузки подогревателя можно придать вид:

$$Q = D(i - i_k) = xGc_m(t'' - t') \frac{\text{ккал}}{\text{час}}, \quad (1-3)$$

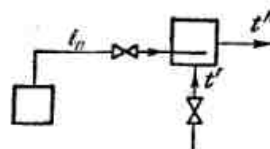
где D — расход греющего пара, кг/час ;
 i — теплосодержание греющего пара, ккал/кг ;
 i_k — теплосодержание конденсата, ккал/кг ;
 G — количество нагреваемого продукта, кг/час ;
 c_m — средняя весовая теплоемкость продукта, ккал/кг град ;
 t' и t'' — начальная и конечная температуры продукта, $^{\circ}\text{C}$.

Расход греющего пара при этом составляет:

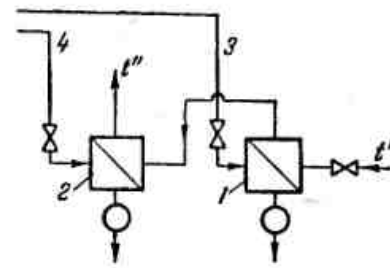
$$D = \frac{Q}{i - i_k}. \quad (1-4)$$

Значения $i - i_k$ для насыщенного водяного пара обычно достаточно близки к значениям тепла конденсации; при давлениях до 5 атм с достаточной точностью можно принимать в среднем $i - i_k \approx 540 \text{ ккал/кг}$. Таким образом, при указанных выше давлениях расход греющего пара мало изменяется при изменении его параметров.

На фиг. 1-4 показана схема парового обогрева в теплообменнике смешения. Этот способ применяется сравнительно редко — при нагревании очень вязких, малоподвижных сред, когда разжижение продукта конденсатом не ухудшает его качества, а также при нагревании жидкостей, агрессивно действующих на стальные или медные змеевики (например, подогрев крепкого раствора H_2SO_4 в травильных чанах).



Фиг. 1-4. Схема парового обогрева в теплообменнике смешения.



Фиг. 1-5. Схема двухступенчатого парового подогрева.

В этом случае уравнение теплового баланса принимает следующий вид:

$$Q = D(i - ct'') = xGc(t'' - t'), \quad (1-5)$$

откуда можно определить расход греющего пара.

Представляет интерес так называемый ступенчатый подогрев в нескольких последовательно соединенных по ходу продукта теплообменных аппаратах. В качестве примера можно указать на схему двухступенчатого парового подогрева, показанную на фиг. 1-5. Нагреваемый продукт проходит последовательно первую и вторую ступени подогревателя I и II, причем I ступень обогревается паром низкого (3), а II ступень — паром повышенного давления (4).

Применение ступенчатого нагрева целесообразно при необходимости обеспечить достаточно высокое повышение темпера-

туры вторичной среды. Ступенчатый нагрев уменьшает расход пара повышенного давления вследствие частичной замены его паром низкого давления. Такой подогрев применяется, например, при использовании нескольких отборов пара теплофикационных турбин и вторичных паров многокорпусных выпарных установок. В таких случаях, как правило, экономически целесообразно использовать в первую очередь пары пониженного давления.

Важнейшими особенностями пара как теплоносителя являются следующие его свойства. Конденсация паров происходит при сравнительно высоких значениях коэффициента теплоотдачи, причем температура теплоносителя в процессе конденсации остается постоянной. Высокие значения тепла конденсации (особенно для водяного пара) приводят к относительно малым расходам теплоносителя, что облегчает условия его транспортирования по трубопроводам. Применение пара позволяет легко регулировать процесс нагрева. Соблюдение условий техники безопасности при этом не вызывает затруднений. Экономичность процесса, как это следует из сказанного, оказывается достаточно высокой, особенно при использовании отработавших паров двигателей.

Обычно в схемах парового обогрева имеют в виду использование насыщенного водяного пара. Использование перегретого пара допускают при том условии, что перегрев пара невелик (20—30° С); перегретый пар в процессе теплообмена переходит в состояние насыщенного пара и затем конденсируется.

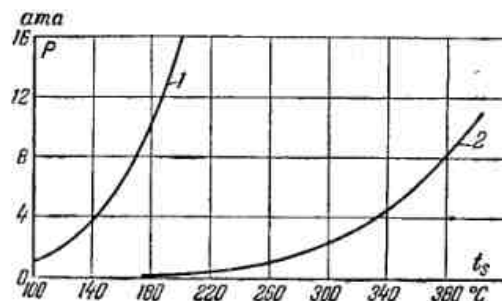
Существенным недостатком паров является то, что рост температуры насыщения их связан с повышением давления. В наибольшей мере это относится к водяному пару, для которого даже умеренным температурам насыщения (150—200° С) соответствуют значительные давления (до 20 *ата*). Пары других жидкостей (например, органических соединений и ртути) при малых давлениях (5—10 *ата*) позволяют вести нагрев до 350—400° С.

Свойства водяных паров подробно рассматриваются в курсе технической термодинамики и хорошо известны. Среди высокотемпературных органических соединений, успешно используемых в качестве теплоносителей во многих промышленных установках, отметим дифенильную смесь (даутерм).

Дифенильная смесь¹ представляет собой эвтектическую смесь дифенила (C₆H₅)₂ и дифенилового эфира (C₆H₅)₂O. Температура кипения смеси при атмосферном давлении составляет 258° С, температура отвердевания 12,3° С; критическое давление 41 *ата*. Испарение дифенильной смеси происходит азеотропически, т. е. при одинаковом составе жидкости образующихся паров (26,5% дифенила и 73,5% дифенилового эфира).

¹ Приведенные здесь данные о дифенильной смеси заимствованы из книги С. З. Каган и А. В. Чечеткин, Органические высокотемпературные теплоносители и их применение в промышленности, Госхимиздат, 1951.

В Советском Союзе проведены подробные исследования физических и термодинамических свойств органических теплоносителей и, в частности, дифенильной смеси. Некоторые характеристики дифенильной смеси и ее насыщенных паров приведены в табл. 1-1, где для сравнения даны также соответствующие дан-



Фиг. 1-6. Зависимость давления паров от температуры насыщения для различных теплоносителей.

1 — вода; 2 — дифенильная смесь.

ные для воды и водяного пара. Зависимость давления пара от температуры насыщения для этих теплоносителей графически показана на фиг. 1-6.

Таблица 1-1

Физические характеристики воды и дифенильной смеси

Температура насыщения, °С	Давление насыщения, ата	Удельный вес, кг/м³		Теплоемкость, ккал/кг		Тепло испарения, ккал/кг	Темперо-плотность жидкости, кг/град	Коэффициент теплопроводности жидкости, м час град ккал	Коэффициент динамической вязкости, 10 ⁶ ксек/м²		Число Прандтля для жидкости (Pr)
		жидкости	насыщенного пара	жидкости	насыщенного пара				жидкости	насыщенного пара	
Вода											
120	2,02	943	1,12	120,3	646,0	525,7	1,02	0,590	23,5	1,34	1,43
160	6,3	907	3,26	161,3	658,3	497,0	1,04	0,587	17,7	1,55	1,10
200	15,9	865	7,86	203,5	677,0	463,5	1,08	0,570	14,1	1,77	0,94
240	34,1	814	16,8	247,7	669,6	421,9	1,13	0,540	11,7	1,98	0,86
280	65,5	751	33,2	295,3	603,5	378,2	1,25	0,494	10,0	2,22	0,89
320	115,1	667	64,8	349,0	644,2	296,2	1,57	0,425	8,7	2,50	1,13
360	190,4	524	143,6	420,9	592,8	171,9	2,43	0,305	6,8	3,03	1,91
Дифенильная смесь											
120	0,0171	978	0,087	45,5	126	89,5	0,47	0,105	82,0	0,73	13
160	0,076	945	0,33	65,5	143,5	78	0,52	0,100	56,3	0,81	10,3
200	0,25	912	0,99	87	162	75	0,56	0,095	41,5	0,89	8,6
240	0,64	879	2,4	111	182	71	0,61	0,090	32,2	0,97	7,6
280	1,66	845	6,1	135,5	201	65,5	0,64	0,083	25,8	1,05	6,9
320	3,32	804	16,2	163	223,5	50,5	0,67	0,081	21,2	1,13	6,2
360	6,14	761	23	191	246	55	0,70	0,075	17,7	1,21	5,8
400	10,6	709	42	219	268,5	49,5	0,72	0,071	15,2	1,29	5,4

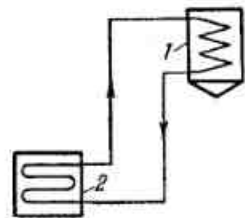
2 М. А. Кичигин и Г. Н. Костенко.

Следует отметить, что дифенильная смесь обладает достаточной термической стойкостью, не действует химически на распространенные материалы конструкций, практически невзрывоопасна, не оказывает существенного токсического воздействия на организм человека. Дифенильная смесь надежно проверена в эксплуатационных условиях, работает в ряде заводских установок и заслуживает широкого внедрения в химическую и родственные ей отрасли промышленности.

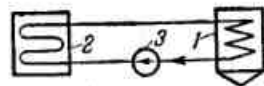
При паровом обогреве на работу поверхностных аппаратов большое влияние оказывает непрерывный отвод конденсата без пропусков вместе с ним греющего пара. От работы конденсатоотводных устройств, схематически показанных, например, на фиг. 1-1, в значительной степени зависят производительность и экономичность подогревателей. Не меньшее значение имеет удаление неконденсирующихся газов из парового пространства теплообменных устройств: их присутствие также понижает производительность теплообменных аппаратов.

1-4. ТЕПЛОБМЕННЫЕ УСТРОЙСТВА С ОБОГРЕВОМ ГОРЯЧИМИ ЖИДКОСТЯМИ

В теплообменных устройствах с обогревом горячими жидкостями чаще всего применяется циркуляционный способ обогрева, при котором теплообменный аппарат (подогреватель) образует с источником тепла (например, с топочным устройством) замкнутую систему, в которой циркулирует жидкий теплоноситель — вода или высококипящая жидкость. Циркуляция теплоносителя может быть естественной или принудительной.



Фиг. 1-7. Схема жидкостного обогрева с естественной циркуляцией теплоносителя.
1 — теплообменник (или реактор); 2 — нагревательная печь.



Фиг. 1-8. Схема жидкостного обогрева с принудительной циркуляцией теплоносителя.

Простейшие принципиальные схемы теплообменных устройств с жидкостным обогревом показаны на фиг. 1-7 и 1-8.

На фиг. 1-7 показана схема жидкостного обогрева с естественной циркуляцией теплоносителя. Циркуляция происходит здесь за счет разности удельных весов нагретой и охлажденной в теплообменнике 1 жидкости; для обеспечения циркуляции подогреватель необходимо располагать выше печи 2, так как ско-

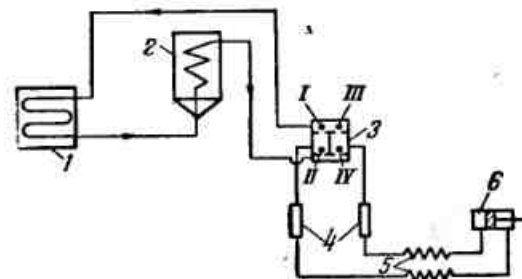
рость циркуляции зависит от высоты расположения подогревателя относительно печи. Для создания циркуляции со скоростью около 0,2 м/сек эта высота, например, для горячей воды должна составлять при оптимальных гидравлических сопротивлениях в циркуляционном контуре не менее 4—5 м.

На фиг. 1-8 показана схема жидкостного обогрева с принудительной циркуляцией теплоносителя посредством насоса 3. При этом допускается любое взаимное расположение теплообменника 1 и печного устройства 2, причем скорость движения теплоносителя значительно увеличивается (до 1—2 м/сек), что приводит к повышению производительности всего устройства.

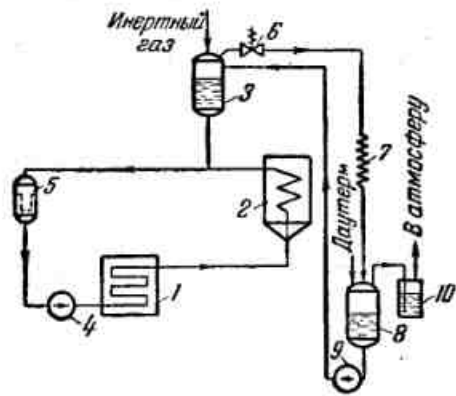
Недостатком устройств с принудительной циркуляцией является сложность их осуществления, особенно при использовании высокотемпературных теплоносителей и так называемой перегретой воды.

В частности, чтобы избежать работы насоса на горячей воде, иногда применяют систему циркуляции с «жидким поршнем», показанную на фиг. 1-9. Характерной деталью этой системы является блок-вентиль 3, состоящий из четырех камер, сообщающихся между собой через шаровые клапаны. При работе насоса 6 последовательно попарно открываются клапаны I и IV либо III и II и горячая вода попеременно поступает в один из буферов 4 и вытесняется из другого буфера. В холодильниках 5 рабочая жидкость насоса 6 охлаждается, причем она и является «жидким поршнем» для перемещения горячей воды.

Еще более громоздкими являются системы жидкостного обогрева при использовании высококипящих жидкостей. На фиг. 1-10



Фиг. 1-9. Схема жидкостного обогрева с циркуляцией теплоносителя посредством «жидкого поршня».



Фиг. 1-10. Схема обогрева жидким даутермом.

1 — печь; 2 — теплообменник; 3 — расширительный сосуд; 4 — насос; 5 — фильтр; 6 — предохранительный клапан; 7 — конденсатор; 8 — сборник даутерма; 9 — насос; 10 — гидравлический затвор.

показана схема обогрева жидкой дифенильной смесью с принудительной циркуляцией¹. В высшей точке системы расположен расширительный сосуд З, свободный объем которого должен соответствовать приращению объема циркулирующего в системе теплоносителя при разогреве его от температуры наполнения до рабочей температуры (при рабочей температуре 350°С соответствующее изменение объемов жидкой дифенильной смеси составляет $V_0 = 1,38$). Если система находится под избыточным давлением, что имеет место для дифенильной смеси при температурах выше 258°С, то в расширительный сосуд подводится под давлением инертный газ. Избыток теплоносителя отводится через предохранительный клапан и конденсатор в сборник, куда добавляется также свежая смесь. Из сборника В дифенильная смесь подается насосом в расширительный сосуд.

Тепловая нагрузка подогревателя определяется на основании уравнения теплового баланса по формуле

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = x G_2 c_2 (t''_2 - t'_2), \quad (1-6)$$

Количество циркулирующего теплоносителя при этом составляет:

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \delta t_1}, \quad (1-7)$$

где δt_1 — температурный перепад первичной рабочей среды (теплоносителя): $\delta t_1 = t'_1 - t''_1$.

Обогрев горячими жидкостями при схемах с принудительной циркуляцией характеризуется сравнительно высокой интенсивностью процессов теплообмена.

Жидкие теплоносители (горячая вода или дифенильная смесь) по сравнению с паром отличаются удобством транспортирования и обеспечивают повышенную аккумуляционную способность системы, а также возможность более тонкого регулирования процесса нагревания.

К существенным недостаткам этого способа обогрева относятся прежде всего громоздкость вспомогательного оборудования. Кроме того, среди недостатков здесь можно указать непрерывное изменение температуры теплоносителя при теплообмене (в сторону понижения) и необходимость поддержания в системе несколько повышенного по сравнению с паровым обогревом давления при одинаковой температуре пара и жидкости. Вследствие этих недостатков обогрев горячими жидкостями в промышленности не получил еще широкого распространения.

¹ Эта схема и описание ее заимствованы из книги В. М. Рамм, Теплообменные аппараты, Госхимиздат, 1948.

1-5. ТЕПЛООБМЕННЫЕ УСТРОЙСТВА С ГАЗОВЫМ ОБОГРЕВОМ

В теплообменных устройствах с газовым обогревом в качестве теплоносителя большей частью используются непосредственно продукты сгорания топлива либо предварительно нагретый воздух. К непосредственному использованию в качестве теплоносителя продуктов сгорания топлива прибегают при необходимости достижения в процессе нагревания сравнительно высоких температур (свыше 400°С).

Тепловая нагрузка устройства определяется общим уравнением (1-2) теплового баланса:

$$Q = G_1 (i_{1к} - i_{1н}) = x G_2 (i_{2к} - i_{2н}),$$

откуда нетрудно найти расход одной из рабочих сред.

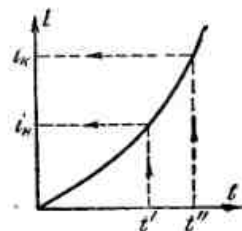
Если известны значения предельных температур рабочих сред (для первичной среды t'_1 и t''_1 и для вторичной среды t'_2 и t''_2), то вычисление изменения их теплосодержания производится по известному из термодинамики соотношению:

$$\Delta i = \int_{t'}^{t''} c_p dt = |c_{pm}|_{t'}^{t''} (t'' - t'), \quad (1-8)$$

где $|c_{pm}|_{t'}^{t''}$ — средняя теплоемкость рабочей среды в данном температурном интервале.

При вычислениях здесь удобно пользоваться предварительно составленной it -диаграммой, схема которой показана на фиг. 1-11. Методика построения такой диаграммы и способы пользования ею рассматриваются в курсе термодинамики.

С технической стороны газовый обогрев следует признать несовершенным. Газы не удовлетворяют большинству требований, предъявляемых к теплоносителям. Термодинамические свойства их неблагоприятны (низкая теплоемкость, малый удельный вес и т. д.), что приводит к малым значениям коэффициентов теплоотдачи. Регулирование процессов при газовом обогреве затруднено вследствие большой сложности изменения режима сгорания топлива (исключение здесь, правда, составляют системы обогрева с рециркуляцией газов). Газовый обогрев связан с опасностью перегрева или пригорания нагреваемых продуктов. Транспортирование газов, особенно при высоких температурах, затруднено, так как требует громоздких жароустойчивых газопроводов со сложной арматурой и связано со значительными потерями тепла.



Фиг. 1-11. it -диаграмма и схема пользования ею.

Вследствие указанных особенностей газов как теплоносителей теплообменные устройства с газовым обогревом оказываются весьма громоздкими, а также — за счет высоких температур отходящих газов — малоэкономичными. Рациональное аппаратное оформление процессов газового обогрева также весьма затруднено. Единственным преимуществом газового обогрева следует считать возможность достижения сравнительно высоких температур (до 700—1 000° С). По всем этим причинам газовый обогрев имеет ограниченное распространение в промышленности и постепенно уступает место технически более совершенным способам обогрева. Среди последних следует отметить электрический обогрев, рассмотрение которого выходит, однако, за рамки этой книги.

Область применения газового обогрева в промышленности, за исключением сушильных устройств и печей специального назначения (в металлургии, машиностроении и др.), ограничивается главным образом утилизационными устройствами, предназначенными для использования отходящих газов в качестве вторичных тепловых ресурсов.

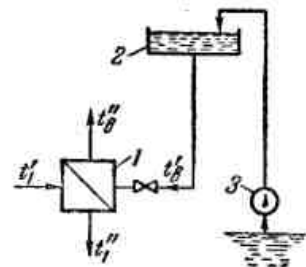
1-6. ОХЛАЖДЕНИЕ В ПОВЕРХНОСТНЫХ ХОЛОДИЛЬНИКАХ

Под охлаждением здесь понимается понижение температуры продукта до конечных значений, близких к температуре окружающей среды (так называемое естественное охлаждение). Здесь не рассматриваются специальные схемы искусственного (умеренного и глубокого) охлаждения, а также опускаются случаи охлаждения путем потерь тепла в окружающую среду, самоиспарения или непосредственного внесения льда в продукт.

Наша задача ограничивается, таким образом, рассмотрением схем охлаждения в поверхностных холодильниках с использованием в качестве охлаждающего агента чаще всего воды и — в отдельных случаях — воздуха или предварительно охлажденных рассолов.

Простейшая схема проточного водяного охлаждения приведена на фиг. 1-12. Основными элементами такой схемы являются: поверхностный теплообменник (холодильник) 1, напорный бак охлаждающей воды 2 и насос 3.

При охлаждении жидкостями лучшие результаты достигаются в случае использования предварительно охлажденных жидкостей (рассолов), получаемых либо в ледосоляных установках, либо в парокомпрессионных холодильных установках (чаще всего аммиачных).



Фиг. 1-12. Схема проточного водяного охлаждения.
1 — холодильник; 2 — сборник воды; 3 — насос.

Преимущество использования охлажденных рассолов, помимо увеличения средней разности температур, состоит в том, что температура рассола не зависит от времени года, тогда как вода в естественных водоемах в разное время года имеет различную температуру, что часто очень неблагоприятно влияет на работу водяных холодильников. При удачном выборе конструкции холодильника и достаточных температурах охлаждающей воды водяное охлаждение обеспечивает высокую производительность процесса, для чего необходимо, однако, обеспечить оптимальные скорости движения охлаждающей воды и охлаждаемого продукта. Водяное охлаждение вместе с тем достаточно экономично. Расходы здесь сводятся главным образом к затратам энергии на подачу воды в напорные резервуары.

Расход охлаждающего агента (воды или рассола) легко определяется на основании уравнения теплового баланса холодильника. Выражение для тепловой нагрузки в этом случае определяется по уравнению (1-6) или на основании (1-2).

В случае водяного охлаждения расход воды при $c_2 = 1$ ккал/кг град определяется по формуле

$$W = \frac{Q}{x(t'_a - t''_a)} \text{ кг}, \quad (1-9)$$

где t'_a и t''_a — начальная и конечная температуры охлаждающей воды.

К категории теплообменных устройств с водяным охлаждением можно отнести также конденсаторы.

В многозонных поверхностных конденсаторах с зонами снижения перегрева пара, собственно конденсации и переохлаждения конденсата тепловые нагрузки следует определять для каждой из зон в отдельности.

Водяное охлаждение имеет в промышленности весьма широкое распространение вследствие благоприятных свойств воды как охлаждающего агента (высокая теплоемкость, большой удельный вес и т. п.). Охлаждающие устройства весьма компактны, стоимость их эксплуатации невелика, обслуживание не вызывает затруднений.

При проектировании и эксплуатации устройств с проточным водяным охлаждением очень важное значение имеют выбор и поддержание конечной температуры охлаждающей воды t''_a . Методика выбора этой величины рассматривается ниже (см. гл. 2), но и здесь можно предварительно указать на целесообразность выбора во многих случаях возможно более высоких значений t''_a , способствующих появлению возможности дальнейшего использования теплой воды, например для коммунально-бытовых нужд (теплофикации). Верхний предел значений t''_a , помимо технико-

экономических соображений, иногда определяется также условиями образования на поверхности охлаждения осадков.

Среди других схем водяного охлаждения (кроме проточного) можно указать на так называемое «испарительное охлаждение» (фиг. 1-13). Такая схема применяется при достаточно высоких температурах охлаждаемой среды, превышающих температуру кипения охлаждающей жидкости (для воды при атмосферном давлении — выше 100° С).

Уравнение теплового баланса холодильника имеет все тот же вид (1-6):

$$G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = xW (i - i_0),$$

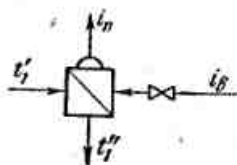
откуда расход охлаждающей воды

$$W = \frac{G_1 c_1 (t_1' - t_1'')}{x(i - i_0)}, \quad (1-10)$$

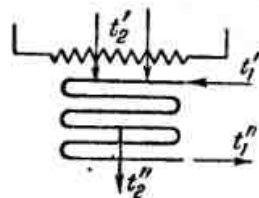
где i — теплосодержание образующегося пара;

i_0 — теплосодержание поступающей воды.

Вследствие достаточно высоких значений i расход охлаждающей воды резко снижается, как это видно из формулы (1-10). Кроме того, образующийся пар может быть использован для технологических или бытовых нужд, что повышает экономичность теплового хозяйства предприятия.



Фиг. 1-13. Схема испарительного охлаждения.



Фиг. 1-14. Схема оросительного охлаждения.

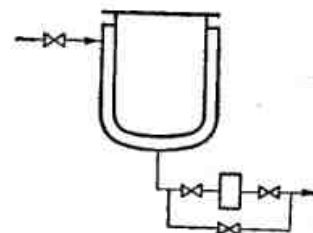
Уменьшение расхода охлаждающей воды достигается также при оросительном охлаждении (фиг. 1-14); при котором вода орошает трубки холодильника снаружи, стекает с поверхности холодильника тонкой пленкой и частично (до 1—2% от общего количества воды) испаряется.

Кроме схем наиболее распространенного водяного охлаждения (проточного, испарительного и оросительного), в отдельных случаях встречается проточное рассольное охлаждение, а также охлаждение воздушное. Воздух как охлаждающий агент обладает недостатками, отмеченными выше для газов как теплоносителей. По этим причинам воздух применяется большей частью в не-

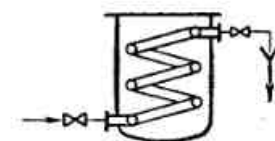
больших охлаждающих установках¹, причем поверхность охлаждения, так как коэффициенты теплоотдачи здесь обычно невелики, состоит из оребренных со стороны воздуха элементов, что увеличивает поверхности, а стало быть, и самый теплообмен.

1-7. НАГРЕВАНИЕ И ОХЛАЖДЕНИЕ В РЕАКЦИОННЫХ АППАРАТАХ

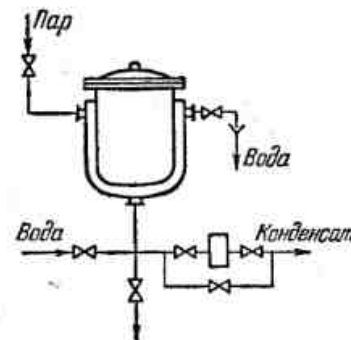
Как уже отмечалось, тепловые процессы в реакционных аппаратах большей частью характеризуются периодичностью. Температура нагреваемого или охлаждаемого продукта изменяется во всей массе его с течением времени, что означает наличие нестационарного теплового режима процесса. Это обстоятельство нередко приводит к затруднениям в проведении тепловых процессов в реакционных аппаратах, вызывая увеличение длительности процесса и повышение расхода теплоносителей или охлаждающих сред.



Фиг. 1-15. Схема нагревания продукта в реакторе с паровой рубашкой.



Фиг. 1-16. Схема охлаждения продукта в реакторе со змеевиковым холодильником.



Фиг. 1-17. Схема совместного нагревания и охлаждения продукта в реакторе.

Принципиальная схема нагреваний в реакционном аппарате с паровой рубашкой приведена на фиг. 1-15, схема охлаждения в аппарате со змеевиковым холодильником — на фиг. 1-16. Иногда в одном и том же реакционном аппарате последовательно осуществляют и нагревание и охлаждение продукта (см. схему на фиг. 1-17).

При сведении теплового баланса процесса в реакционных аппаратах периодического действия необходимо учитывать по сравнению с предыдущим процессом некоторые дополнительные об-

¹ Или в установках, где недопустимо соприкосновение поверхности охлаждения с жидкостями (электрогенератор).

стоятельства. Для тепловой нагрузки реактора в общем виде можно написать:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

- где Q_1 — количество тепла, необходимое для изменения температуры обрабатываемых в реакторе материалов;
 Q_2 — количество тепла, необходимое для изменения температуры деталей аппарата, в котором происходит процесс;
 Q_3 — тепловой эффект физико-химических превращений, имеющих место при осуществлении данного процесса;
 Q_4 — количество тепла, необходимое для компенсации тепловых потерь в окружающую среду.

Расшифровка этих составляющих уравнения тепловой нагрузки зависит от частных особенностей протекания процессов в реакционных аппаратах.

Условия теплообмена в реакторах большей частью неблагоприятны, что связано с трудностью достижения высоких скоростей движения продукта у стенок теплообменной поверхности. Значения коэффициентов теплопередачи здесь поэтому обычно невелики.

Величина теплообменной поверхности реакторов ограничена размерами самого реактора (например, в случае устройства рубашек поверхность теплообмена не может превышать поверхности стенок и днища реактора). Между тем условия технологического режима процесса часто требуют достаточно высокой тепловой производительности реакторов. В таких случаях поверхность теплообмена оказывается недостаточной, процесс нагревания или охлаждения затягивается, что нередко приводит к уменьшению производительности оборудования. Устройство более развитой поверхности теплообмена в виде змеевиков внутри реактора также иногда оказывается недостаточным.

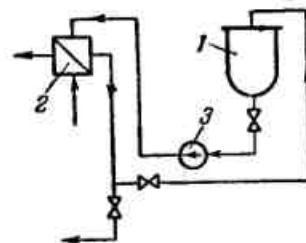
Все сказанное приводит к выводу о малой эффективности теплообменных устройств в реакторах. Между тем тепловая работа реакторов, как правило, имеет большое значение. Очень часто температурные условия протекания реакций чрезвычайно важны; они определяют не только производительность аппаратов и скорость реакций, но и качество получаемых продуктов. Эти обстоятельства заставляют особенно внимательно следить за температурным режимом технологических процессов в реакторах и поддерживать температуры в требуемых пределах.

Кроме того, во многих случаях решающее значение имеют интенсивность теплообмена и продолжительность нагревания или охлаждения в реакторах, так что часто производительность последних определяется почти исключительно теплотехническими данными. Развитие конструкций реакторов нередко сводится к

развитию поверхности теплообмена или улучшению условий теплообмена.

В качестве меры, которая может существенно улучшить условия тепловой работы реакторов и повысить их производительность, можно указать устройство выносных теплообменников (подогревателей или холодильников). Одна из схем такого устройства применительно к случаю охлаждения продукта в выносном холодильнике приведена на фиг. 1-18. Устройство выносного холодильника по этой схеме предусматривает возможность «циркуляционного охлаждения» продукта, поступающего после холодильника снова в реакционный аппарат.

Промышленный опыт эксплуатации выносных теплообменников (например, в спиртовой промышленности) подтверждает эффективность такого устройства. Поэтому его можно рекомендовать во всех тех случаях, когда поверхность теплообмена рубашки или змеевиков недостаточна, а временное или частичное удаление продукта из реактора не отражается неблагоприятно на протекании технологического процесса.



Фиг. 1-18. Схема установки выносного теплообменника при реакционном аппарате.
 1 — реактор; 2 — выносной теплообменник; 3 — насос.

1-8. УТИЛИЗАЦИОННЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ УСТРОЙСТВА

Основным признаком утилизационного теплообменного устройства является использование вторичных тепловых ресурсов производства (паров, жидкостей или газов), представляющих собой как иногда говорят, «тепловые отходы» производственных процессов.

Назначение и схемы таких устройств чрезвычайно разнообразны и во многом зависят от конкретных частных особенностей данного промышленного предприятия. Здесь мы ограничимся лишь некоторыми предварительными сведениями.

Всемерное развитие утилизационных теплообменных устройств в промышленности, непосредственно связанное с использованием вторичных тепловых ресурсов, имеет очень большое народнохозяйственное значение. Промышленные предприятия являются главным потребителем топлива в нашей стране, и использование вторичных тепловых ресурсов, приводящее к снижению расходов топлива, должно быть ведущей задачей в области промышленной теплотехники. Народнохозяйственное значение проблемы экономии топлива особенно подчеркнуто в исторических решениях XVII Съезда ВКП(б), где сказано: «Важнейшей задачей всех пред-

приятый промышленности является экономия топлива и электроэнергии».

Внедрение утилизационных теплообменных устройств тесно связано еще с одной чрезвычайно важной проблемой промышленной энергетики. Дело в том, что использование вторичных тепловых ресурсов промышленности часто выходит за пределы технологической схемы данного агрегата, цеха или даже промышленного предприятия в целом. Но вторичные тепловые ресурсы одного промышленного предприятия могут быть с успехом использованы для нужд другого, смежного предприятия (освобождая его, разумеется, от расходования топлива). Так возникают предпосылки к энерготехнологическому комбинированию в промышленности, основой которого является раскрытие взаимосвязей между энергетикой и технологией различных производственных процессов.

Развитие энерготехнологического комбинирования предприятий затруднено в условиях частнокапиталистического хозяйства и может получить должный размах лишь в условиях планового хозяйства СССР. В социалистическом хозяйстве использование вторичных ресурсов и экономия топлива в промышленности тесно связаны с рационализацией действующих и внедрением новых передовых технологии и организации производства.

Состоявшееся в конце 1948 г. Всесоюзное научно-техническое совещание по промышленной энергетике, посвященное использованию вторичных энергетических ресурсов, признало, что народнохозяйственное значение использования вторичных ресурсов промышленного производства определяется возможностью получения годовой экономии миллионов тонн условного топлива. В особенности значительными резервами экономии топлива располагают промышленные предприятия с развитым печным хозяйством.

Развитию использования вторичных ресурсов во многом способствует широко развернутая в нашей стране научно-исследовательская работа. Ведущую роль в этой работе играют коллективы Энергетического института им. акад. Г. М. Кржижановского Академии наук СССР и Всесоюзного теплотехнического института им. Ф. Э. Дзержинского.

Среди основных групп вторичных тепловых ресурсов промышленного производства можно указать следующие рабочие среды (теплоносители):

- 1) отходящие газы промышленных печей;
- 2) отходящие газы котельных установок и двигателей внутреннего сгорания;
- 3) отработавшие пары паровых двигателей;
- 4) вторичные пары выпарных установок;
- 5) горячие конденсационные воды теплоиспользующих аппаратов;
- 6) теплые воды промышленных теплообменных устройств;

7) горячие продукты промышленного производства или горячие производственные отходы.

Среди основных направлений в использовании вторичных ресурсов можно указать:

- а) использование высокотемпературных отходящих газов промышленных печей в котлах-утилизаторах для получения пара электроэнергетического назначения;
- б) использование отходящих газов печных устройств в регенеративных воздухоподогревателях;
- в) использование отходящих газов для целей непосредственной сушки;
- г) использование низкопотенциальных отходов тепла для получения электроэнергии;
- д) использование отработавшего пара для теплоснабжения;
- е) использование отработавших и вторичных паров для технологических нужд производства;
- ж) использование тепла дефлегмации в ректификационных установках для предварительного подогрева продуктов.

Этим кратким перечнем, конечно, не исчерпываются все возможности использования вторичных ресурсов, характер и эффективность которых определяются особенностью технологической и тепловой схем предприятий, а также инициативой инженерно-технических работников промышленности.

В промышленности Советского Союза накоплен ценный опыт в области использования вторичных ресурсов. Здесь можно указать установку котлов-утилизаторов за мартеновскими печами, использование мягкого пара от молотов и прессов на машиностроительных заводах, вторичных соковых паров выпарных установок в сахарной промышленности, конденсатов на текстильных фабриках, тепла дефлегмации в нефтеперегонных установках и многочисленные другие примеры.

Подчеркивая исключительную важность развития утилизационных теплообменных устройств, отметим, что общие основы тепловых расчетов таких устройств не отличаются от данных, излагаемых в дальнейших главах для теплообменных устройств вообще.

1-9. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Типы и конструкции теплообменных аппаратов весьма разнообразны. Поэтому представляется целесообразным составить классификацию теплообменных аппаратов с учетом характерных особенностей рабочих процессов в них и конструкции.

По способу передачи тепла теплообменные аппараты можно разделить на две группы: поверхностные аппараты и аппараты смешения.

В поверхностных теплообменных аппаратах рабочие

среды (первичная и вторичная) разделены стенкой (поверхностью нагрева) из теплопроводного материала, через которую и осуществляется передача тепла.

В теплообменных аппаратах с смешения рабочие среды непосредственно перемешиваются друг с другом, что сопровождается передачей тепла от одной среды к другой.

В дальнейшем рассматриваются поверхностные теплообменные аппараты, имеющие преимущественное распространение в промышленной практике. Следует отметить, что теплообменники смешения значительно проще поверхностных в конструктивном отношении и допускают более полное использование тепла, что делает их более выгодными к применению в тех частных случаях,

когда по технологическим условиям производства допустимо смешение рабочих сред. Однако теория и принципы рационального конструирования аппаратов смешения до сего времени разработаны еще недостаточно.

Для поверхностных теплообменников можно указать следующие характерные классы аппаратов.

I. По назначению теплообменных аппаратов различают:

1) подогреватели, предназначенные для нагревания различных жидких или газообразных сред, являющихся продуктами производства;

2) холодильники, предназначенные для охлаждения газов или жидкостей (продуктов производства).

Кроме того, здесь можно указать большую группу теплообменных аппаратов, называемых конденсаторами, предназначенных для конденсации паров. Нагревание вторичной среды (охлаждающего агента, большей частью воды) здесь происходит попутно. Температура пара в процессе конденсации, как известно, остается постоянной.

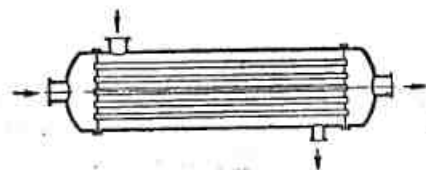
II. По роду рабочих сред в зависимости от агрегатного состояния этих сред различают:

- 1) паро-жидкостные теплообменники;
- 2) жидкостно-жидкостные теплообменники;
- 3) газо-жидкостные теплообменники;
- 4) газо-газовые теплообменники и т. д. в зависимости от

взаимного сочетания используемых в процессе теплообмена рабочих сред.

III. По направлению потоков рабочих сред различают:

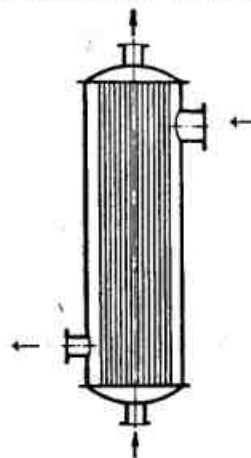
1) аппараты прямого тока (фиг. 1-19), в которых обе рабочие среды движутся в одном направлении;



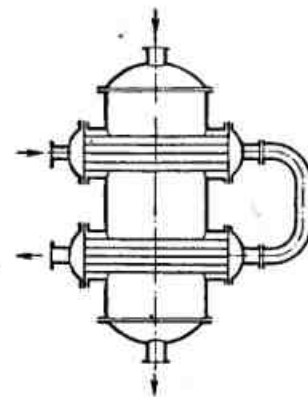
Фиг. 1-19. Горизонтальный одноходовый трубчатый теплообменник прямого тока (жесткой конструкции).

2) аппараты противоточные (фиг. 1-20), в которых среды движутся в противоположных направлениях;

3) аппараты перекрестного тока (фиг. 1-21), в кото-



Фиг. 1-20. Вертикальный противоточный одноходовый теплообменник.



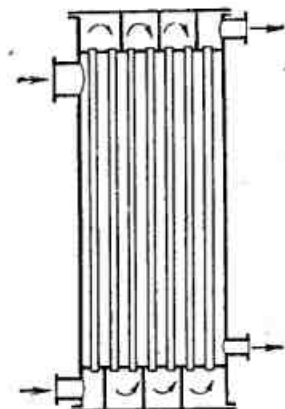
Фиг. 1-21. Теплообменник перекрестного тока.

рых рабочие среды движутся во взаимноперпендикулярных направлениях;

4) аппараты смешанного тока (фиг. 1-22), в которых направления потоков рабочих сред встречаются в различных ра-



Фиг. 1-22. Теплообменник смешанного тока с продольными перегородками в межтрубном пространстве.



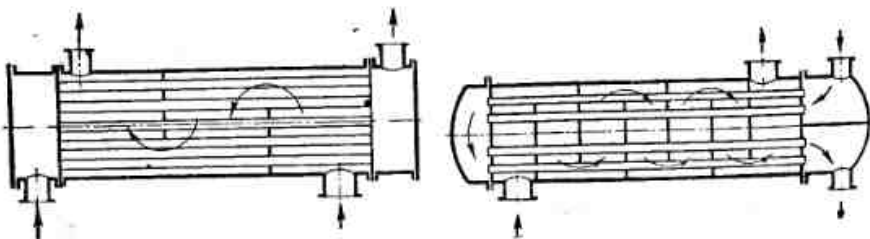
Фиг. 1-23. Многоходовый (по трубному пространству) теплообменник.

ные перечисленных сочетаниях (частично — прямой ток, частично — противоток и т. д.).

IV. По числу ходов среди теплообменных аппаратов различают:

1) одноходовые (фиг. 1-19 и 1-20), в которых рабочие среды движутся по одному ходу, не изменяя направления своего движения;

2) многоходовые (фиг. 1-23 и 1-24), в которых рабочие

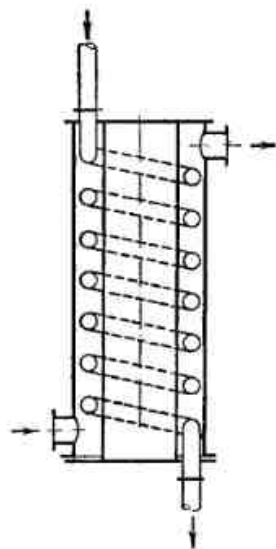


Фиг. 1-24. Многоходовый (по межтрубному пространству) теплообменник.

Фиг. 1-25. Многоходовый теплообменник (по трубному и межтрубному пространству одновременно).

среды движутся по нескольким ходам, последовательно изменяя направление своего движения.

Характерным конструктивным признаком многоходовых теплообменных аппаратов является наличие перегородок, которые бывают по отношению к геометрической оси аппарата продольными либо поперечными. В зависимости от расположения перегородок аппараты могут быть многоходовыми в трубном пространстве (фиг. 1-23), в межтрубном пространстве (фиг. 1-24) либо в трубном и межтрубном одновременно (фиг. 1-25).



Фиг. 1-26. Теплообменник с цилиндрическим змеевиком.

V. По материалу теплообменной поверхности можно различать:

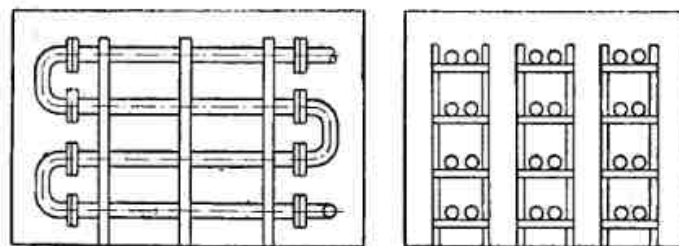
1) металлические аппараты, теплообменная поверхность которых выполнена из металлов;

2) неметаллические аппараты, теплообменная поверхность которых выполнена из неметаллических теплопроводных материалов (например, из керамических материалов, графита и др.).

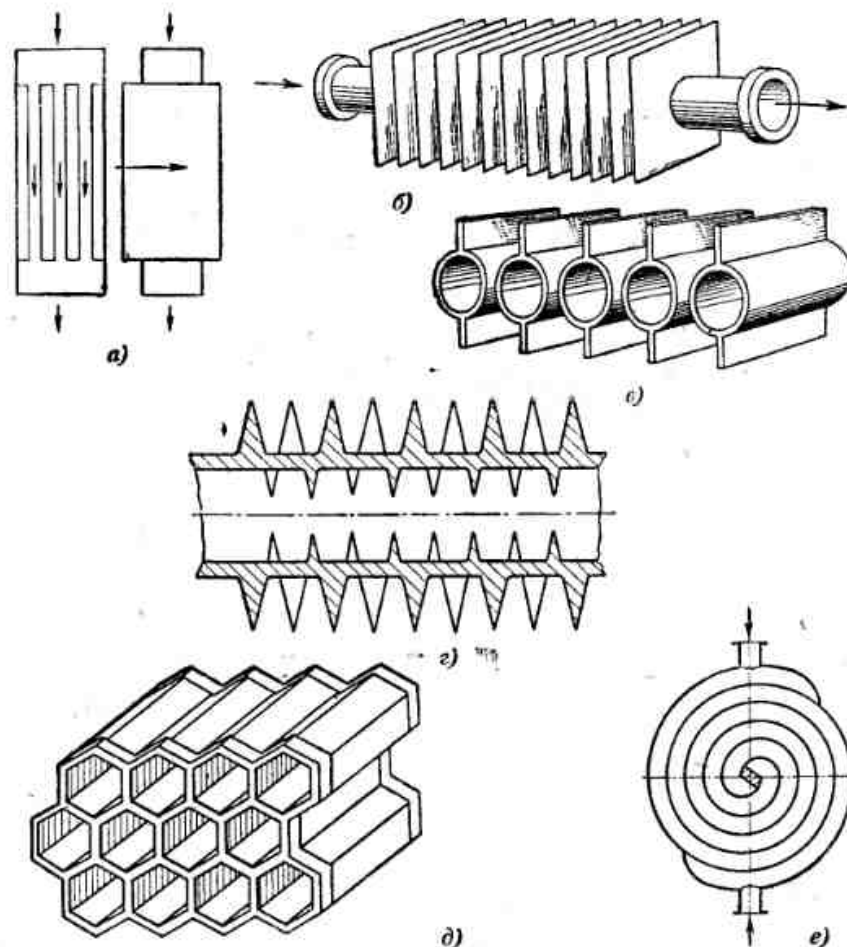
VI. По конфигурации поверхностей теплообмена различают:

1) трубчатые аппараты, теплообменная поверхность которых составлена из прямых трубок (см., например, фиг. 1-19);

2) змеевиковые аппараты, теплообменная поверхность которых составлена из змеевиков (фиг. 1-26 и 1-27);



Фиг. 1-27. Погружной теплообменник с плоским змеевиком.

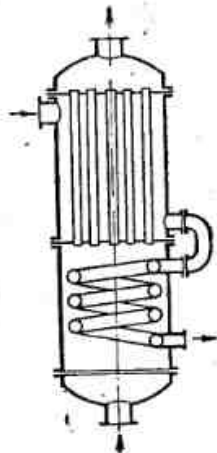


Фиг. 1-28. Схема элементов теплообменных аппаратов специальных типов. а — пластинчатый поперечного тока; б — ребристый; в — плавниковый; г — игольчатый; д — сотовый; е — спиральный.

3) аппараты специальных типов (пластинчатые, ребристые, плавниковые, игольчатые, сотовые, спиральные и т. п.), схемы устройства которых показаны на фиг. 1-28;

4) комбинированные аппараты, поверхность теплообмена которых состоит из элементов различной конфигурации [например (фиг. 1-29), частично из прямых трубок, частично из змеевиков].

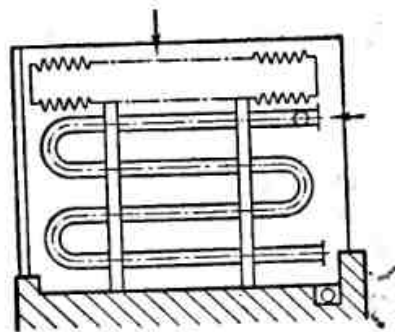
Среди большой группы трубчатых (а также некоторых других) аппаратов можно указать:



Фиг. 1-29. Комбинированный теплообменник (трубчатый со змеевиком).



Фиг. 1-30. Элементный одноструйный теплообменник («труба в трубе»).



Фиг. 1-31. Оросительный теплообменник.

а) вертикальные аппараты, в которых элементы поверхности теплообмена (например, трубки) расположены вертикально (фиг. 1-20);

б) горизонтальные аппараты (фиг. 1-19);

в) наклонные аппараты.

VII. По компоновке трубчатых и змеевиковых теплообменных аппаратов различают:

1) элементные аппараты (фиг. 1-30), состоящие из одной трубы («труба в трубе») или небольшого числа трубок в одном корпусе;

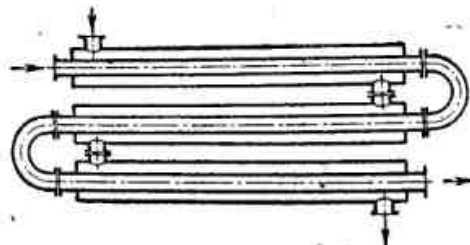
2) кожуховые аппараты (фиг. 1-19 и 1-20), состоящие из большого числа трубок, заключенных в одном общем кожухе (корпусе);

3) погружные аппараты (фиг. 1-27), состоящие из элементов, погруженных в корпус;

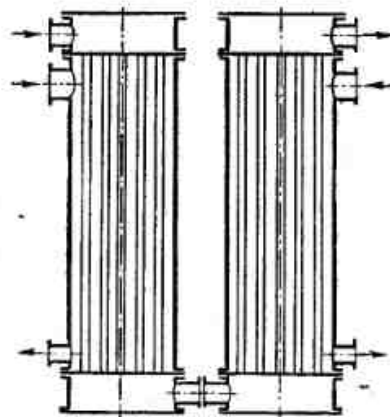
4) оросительные аппараты (фиг. 1-31), непосредственно орошаемые рабочей жидкостью и не имеющие ограничивающего корпуса.

Кроме того, можно указать:

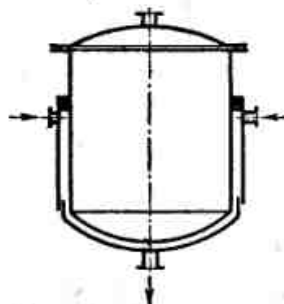
а) однокорпусные аппараты (фиг. 1-19 или 1-30), состоящие из одного корпуса, кожуха или элемента;



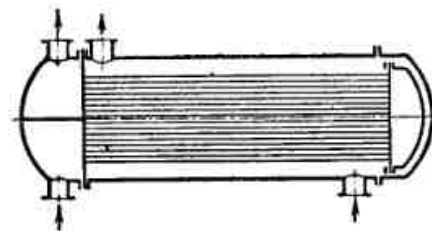
Фиг. 1-32. Многоэлементный (секционный) теплообменник.



Фиг. 1-33. Двухкорпусный кожухотрубный теплообменник.



Фиг. 1-34. Теплообменное устройство в аппарате с рубашкой.



Фиг. 1-35. Трубчатый теплообменник с плавающей головкой.

б) многокорпусные или секционные (многоэлементные) аппараты, состоящие из двух и более последовательно соединенных корпусов, кожухов или элементов (фиг. 1-32 и 1-33).

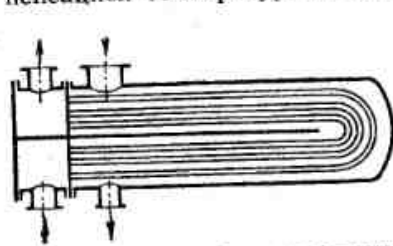
Здесь также следует указать рубашечные аппараты, в которых поверхность теплообмена образуется стенками аппарата (фиг. 1-34).

VIII. По жесткости конструкции трубчатых теплообменных аппаратов различают:

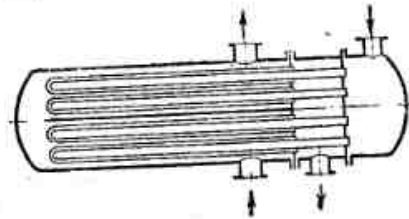
1) аппараты жесткой конструкции, не допускающие компенсации температурных деформаций элементов аппаратов (трубок и корпуса);

2) аппараты не жесткой конструкции, предусматривающие полную компенсацию температурных деформаций элементов аппаратов (теплообменники с плавающей головкой, сальниками у трубных плит, U-образными трубками, двойными трубками и т. д.);

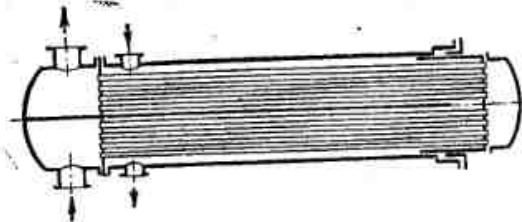
3) аппараты полужесткой конструкции с частичной компенсацией температурных деформаций.



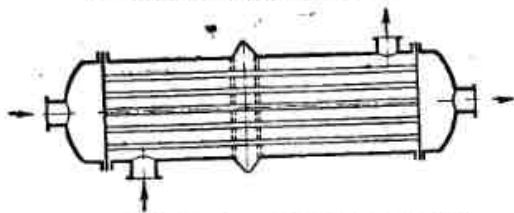
Фиг. 1-36. Трубчатый теплообменник с U-образными трубками.



Фиг. 1-37. Трубчатый теплообменник с двойными трубками.



Фиг. 1-38. Трубчатый теплообменник с сальниковым компенсатором.



Фиг. 1-39. Трубчатый теплообменник с линзовым компенсатором.

Схема устройства трубчатого теплообменника жесткой конструкции показана на фиг. 1-19, теплообменников нежесткой конструкции — на фиг. 1-35—1-38, полужесткой конструкции — на фиг. 1-39.

IX. По характеру температурного режима в аппаратах различают:

1) аппараты с установившимся тепловым режимом, в которых температуры рабочих сред на данном участке поверхности теплообмена с течением времени не изменяются;

2) аппараты с не установившимся тепловым режимом, в которых указанное выше условие не соблюдается.

К первой группе относятся аппараты непрерывного действия (собственно теплообменники), ко второй группе — теплообменные устройства периодического действия (чаще всего встречающиеся в реакционных аппаратах).

Приведенная классификация, в сводном виде показанная на фиг. 1-40 (см. вклейку в конце книги), охватывает многочисленные классы поверхностных теплообменных аппаратов, но не исчерпывает всех возможных случаев, например конструкции, встречающиеся в специальной области — технике глубокого охлаждения.

Распространенность различных классов теплообменных аппаратов различна. К числу наиболее распространенных поверхностных теплообменников относятся металлические трубчатые многоходовые аппараты непрерывного действия, но и среди этих групп аппаратов насчитывается множество конструктивных вариантов. Некоторые типовые конструкции теплообменников рассматриваются в гл. 4.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ПОВЕРХНОСТНЫХ
ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2-1. ВИДЫ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ

Конструкции и связанные с ними тепловые расчеты теплообменных аппаратов достаточно разнообразны. Поэтому важное значение приобретает здесь установление общей методики тепловых расчетов, которая может быть надежно применена для частных расчетов того либо иного теплообменного аппарата в зависимости от характера имеющихся исходных данных.

С этой точки зрения разнообразные тепловые расчеты теплообменных аппаратов могут быть сведены к двум основным типам: проектным и поверочным тепловым расчетам.

Проектные тепловые расчеты выполняются при проектировании теплообменных аппаратов. В этих расчетах при заданных условиях тепловой работы аппаратов (по расходам теплоносителей и температурному режиму) основной задачей является определение величины поверхности теплообмена аппарата.

Поверочные тепловые расчеты выполняются для установления возможности использования готовых или стандартных аппаратов, изготавливаемых заводами, а также для действующих теплообменных аппаратов. В этих расчетах при заданных размерах аппаратов и условиях их работы, определяемых технологическим и теплотехническим режимами производства, требуется установить фактическую производительность установленных аппаратов и ее соответствие требуемой производительности. Иными словами, задачей поверочных тепловых расчетов теплообменных аппаратов является выбор условий, обеспечивающих оптимальный режим их работы.

Поверочные тепловые расчеты приобретают важное значение в связи с разработкой мероприятий по рационализации теплового хозяйства промышленных предприятий и повышению производительности теплового оборудования. Эти расчеты должны сопровождаться самым тщательным анализом получаемых результатов и выполняться, как правило, в нескольких вариантах, что позволит более обоснованно выбрать оптимальный режим рабо-

ты данного аппарата. В этом должна заключаться основная задача нормирования производственного теплового оборудования.

Поверочные тепловые расчеты обычно приходится выполнять чаще, чем проектные. С поверочными расчетами встречается в практической работе широкий круг инженерных работников. Но, несмотря на это, методика поверочных тепловых расчетов разработана все еще недостаточно. Поэтому в дальнейшем методике поверочных тепловых расчетов будет уделено надлежащее внимание.

Следует отметить, что тепловые расчеты поверхностных теплообменных аппаратов тесно связаны с расчетами гидромеханическими и конструктивными. Некоторые важные вопросы (выбор оптимальной скорости движения рабочих сред, диаметра и длины трубки и т. п.) решаются обычно при совместном выполнении этих расчетов.

2-2. ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА АППАРАТОВ.
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА

Основные уравнения теплового расчета теплообменных аппаратов сводятся к уравнениям теплового баланса и теплообмена, решаемым совместно.

а) Уравнение теплового баланса теплообменных аппаратов служит чаще всего для определения тепловой нагрузки Q .

Уравнение теплового баланса для однофазной рабочей среды в количестве G кг/час в дифференциальной форме имеет вид:

$$dQ = G \cdot c \cdot dt. \quad (2-1)$$

Интегрирование последнего уравнения дает величину тепловой нагрузки (при постоянном расходе нагреваемой рабочей среды):

$$Q = G \int_{t'}^{t''} c dt = G \cdot c_m (t'' - t'),$$

где c_m — средняя теплоемкость в данном температурном интервале;

t' и t'' — начальная и конечная температуры рабочей среды.

В тепловых расчетах часто пользуются понятием о так называемом водяном эквиваленте рабочих сред W , численная величина которого определяет собой количество воды, эквивалентное по своей теплоемкости часовому количеству данной рабочей среды.

В соответствии с этим определением водяного эквивалента для случая постоянной теплоемкости (или при выборе средней тепло-

емкости в данном температурном интервале) для данного количества рабочей среды G кг/час при теплоемкости воды, равной 1 ккал/кг град, можно написать:

$$W = G \cdot c \text{ ккал/час град.}$$

Если тепло первичной (горячей) рабочей среды, для которой известны G_1 и c_1 , воспринимается вторичной (холодной) рабочей средой, для которой известны G_2 и c_2 , то уравнение теплового баланса без учета потерь тепла представляет собой соотношение

$$dQ = -G_1 c_1 dt_1 = G_2 c_2 dt_2,$$

или

$$dQ = -W_1 \cdot dt_1 = W_2 \cdot dt_2. \quad (2-1a)$$

В конечной форме при этом получается:

$$Q = W_1 (t_1' - t_1'') = W_2 (t_2'' - t_2'), \quad (2-2)$$

откуда

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{t_1 - t_1''}{t_2'' - t_2} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = R. \quad (2-2a)$$

Следовательно, изменения температур однофазных рабочих сред обратно пропорциональны их водяным эквивалентам. Нетрудно видеть, что при сохранении постоянной температуры (например, при изменении агрегатного состояния рабочей среды) водяной эквивалент $W \rightarrow \infty$.

Другие разновидности уравнений теплового баланса приведены в гл. I (§ 1-2 и далее).

б) Уравнение теплообмена служит чаще всего для определения поверхности теплообмена F . Если температуры рабочих сред t_1 и t_2 сохраняют постоянное значение, то уравнение теплообмена определяется известным из курса теплопередачи соотношением

$$Q = k(t_1 - t_2)F \text{ ккал/час,} \quad (2-3)$$

где k — коэффициент теплопередачи, ккал/м² час град;

F — поверхность теплообмена, м².

В теплообменных аппаратах, однако, температуры рабочих сред вдоль поверхности теплообмена чаще всего постоянными не остаются. Одновременно с изменением температур рабочих сред вдоль поверхности теплообмена изменяется и разность температур, или температурный напор $\Delta t = t_1 - t_2$.

При этих условиях уравнение теплообмена оказывается справедливым лишь в дифференциальной форме для элемента поверхности теплообмена dF :

$$dQ = k \Delta t dF. \quad (2-4)$$

Интегрирование этого уравнения дает общее соотношение

$$Q = \int_0^F k \Delta t dF,$$

которое при постоянном значении коэффициента теплопередачи записывается обычно в следующем виде:

$$Q = k \Delta t_{cp} F \text{ ккал/час.} \quad (2-5)$$

Соотношение (2-5) и есть основное расчетное уравнение теплообмена в его наиболее употребительной форме.

Величина Δt_{cp} называется средней разностью температур по всей поверхности теплообмена. Как это следует из изложенного выше, при некоторых (условных) постоянных значениях коэффициента теплопередачи по всей поверхности теплообмена:

$$\Delta t_{cp} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t dF, \quad (2-6)$$

т. е. величина средней разности температур Δt_{cp} определяется условиями постепенного изменения разности температур рабочих сред вдоль поверхности теплообмена аппарата.

Наиболее общей задачей теплового расчета аппаратов следует считать совместное использование уравнений теплового баланса и теплообмена.

При этом совместное уравнение в дифференциальной форме имеет вид:

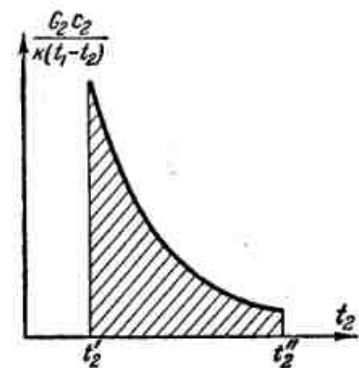
$$dQ = Gcdt = k(t_1 - t_2)dF. \quad (2-7)$$

Рассмотрим решение этого совместного уравнения с целью определения поверхности теплообмена, что является основной задачей проектных тепловых расчетов теплообменных аппаратов. В зависимости от характера входящих в эти уравнения величин решение его оформляется различным образом. Ниже рассматриваются некоторые варианты такого решения.

1. В наиболее общем случае следует принять, что в рассматриваемом интервале температур теплоемкость и коэффициент теплопередачи зависят от температурных условий процесса. При этом на основании уравнения (2-7) можно получить выражение для поверхности теплообмена:

$$F = \int_{t_2'}^{t_2''} \frac{G_1 c_1 dt_1}{k(t_1 - t_2)}. \quad (2-8)$$

Уравнение (2-8) обычно решается графически. Задаваясь последовательным рядом значений t_2 (в интервале от t_2' до t_2''), на основании уравнения теплового баланса вычисляют соответствующие им значения t_1 , c_2 и k и затем строят кривую зависимости $\frac{G_2 c_2}{k(t_1 - t_2)}$ от t_2 (фиг. 2-1). Площадь, ограниченная этой кривой и осью абсцисс между точками t_2' и t_2'' , в известном масштабе определяет искомую поверхность теплообмена F (эта площадь на фиг. 2-1 заштрихована).



Фиг. 2-1. Графическое определение поверхности теплообмена.

несколько упрощается при постоянстве температуры одной из рабочих сред (t_1 или t_2).

2. Во многих случаях оказывается достаточно надежным пользоваться данными о средней теплоемкости рабочих сред, но остается необходимость считаться с изменением коэффициента теплопередачи в зависимости от температурных условий процесса теплообмена.

В этом случае аналогично предыдущему легко получить соотношение

$$F = G_1 c_1 \int_{t_1''}^{t_1'} \frac{dt_1}{k(t_1 - t_2)} \quad (2-9)$$

либо также

$$F = G_2 c_2 \int_{t_2}^{t_2''} \frac{dt_2}{k(t_1 - t_2)} \quad (2-9a)$$

Подобным же образом решается задача о нахождении поверхности теплообмена по данным, относящимся к первичной рабочей среде (G_1 , c_1 , t_1). В этом случае, очевидно,

$$F = \int_{t_1''}^{t_1'} \frac{G_1 c_1 dt_1}{k(t_1 - t_2)} \quad (2-8a)$$

Графическое определение поверхности теплообмена является достаточно громоздким. Решение задачи

несколько упрощается при постоянстве температуры одной из рабочих сред (t_1 или t_2).

Во многих случаях оказывается достаточно надежным пользоваться данными о средней теплоемкости рабочих сред, но остается необходимость считаться с изменением коэффициента теплопередачи в зависимости от температурных условий процесса теплообмена.

В этом случае аналогично предыдущему легко получить соотношение

Эти уравнения также решаются графически.

Пример 2-1. Определить поверхность теплообмена аппарата в котором горячее масло в количестве 5 т/час охлаждается от 100 до 30°С за счет холодного масла, нагревающегося от 20 до 45°С. Теплоемкость обеих сред $c = 0,4$ ккал/кг град. Коэффициенты теплопередачи характеризуются следующими величинами:

Температура первичной среды t_1 , °С	100	80	60	40	30
Коэффициент теплопередачи k , ккал/м ² час град	350	330	300	250	200

Для определения поверхности теплообмена воспользуемся уравнением (2-9). Для графического интегрирования этого уравнения построим график значений $\frac{1}{k(t_1 - t_2)}$ в зависимости от температуры первичной среды t_1 .

На основании уравнения (2-2) определим значения температур вторичной среды t_2 соответственно различным значениям t_1 . При этом получаем:

$$t_2'' - t_2 = \frac{W_1}{W_2} (t_1' - t_1),$$

причем, кроме того,

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{\delta t_2}{\delta t_1} = \frac{45 - 20}{100 - 30} = 0,357.$$

Следовательно,

$$t_2 = 45 - 0,357(100 - t_1).$$

Дальнейшие вычисления для различных значений температур t_1 сведены в следующей таблице:

t_1 , °С	t_2 , °С	$t_1 - t_2$	k ккал/м ² час град	$\frac{1}{k(t_1 - t_2)}$ м ² час / ккал
100	45,0	55,0	350	$0,52 \cdot 10^{-4}$
80	37,9	42,1	330	$0,72 \cdot 10^{-4}$
60	30,7	29,3	300	$1,14 \cdot 10^{-4}$
40	23,6	16,4	250	$2,44 \cdot 10^{-4}$
30	20,0	10,0	200	$5,00 \cdot 10^{-4}$

По этим величинам строим график (фиг. 2-2), принимая масштабы: по оси абсцисс $1^\circ = 0,4$ мм и по оси ординат $1 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \text{ час}}{\text{ккал}} = 8$ мм, т. е. единице подинтегральной величины соответствует $0,4 \cdot 8 \cdot 10^4 = 3,2 \cdot 10^4$ мм².

Планиметрируя заштрихованную на фиг. 2-2 площадь, находим, что величина ее составляет 312 мм². Следовательно,

$$\int_{100}^{30} \frac{dt_1}{k(t_1 - t_2)} = \frac{312}{3,2 \cdot 10^4} = 97,5 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \text{ час град}}{\text{ккал}}.$$

Средняя ордината при этом составляет 11,1 мм, что соответствует среднему тепловому напряжению $q = k(t_1 - t_2) = 7200$ ккал/м² час.

Таким образом, по формуле (2-9) находим поверхность теплообмена

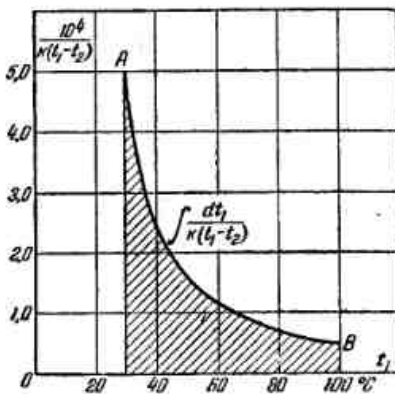
$$F = 5000 \cdot 0,4 \cdot 97,5 \cdot 10^{-4} = 19,5 \text{ м}^2.$$

3. Рассмотренные способы вычисления поверхности теплообмена оказываются достаточно громоздкими и не имеют широкого распространения. Основным и наиболее распространенным способом определения поверхности теплообмена является способ условного усреднения значения коэффициента теплопередачи с отношением его к некоторым средним температурам t_{cp} рабочих сред.

При этом оказывается справедливым приводившееся выше основное уравнение теплообмена (2-6), откуда получаем:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}} \text{ м}^2. \quad (2-10)$$

В дальнейшем мы будем пользоваться преимущественно этим способом определения поверхности теплообмена.



Фиг. 2-2. Пример графического решения уравнения (2-9).

Следует помнить несомненную условность этого способа, отдавая себе отчет о характере входящих в уравнение (2-10) величин.

Таким образом, основные уравнения теплового расчета теплообменных аппаратов (уравнения теплового баланса и теплообмена) учитывают прежде всего условия изменения температур рабочих сред вдоль поверхности теплообмена и условия теплопередачи. Поэтому необходимо последовательно рассмотреть следующие связанные с тепловыми расчетами основные вопросы:

- 1) характер изменения температур рабочих сред в теплообменных аппаратах;
- 2) определение средней разности температур Δt_{cp} ;
- 3) определение средних температур рабочих сред;
- 4) определение усредненных значений коэффициента теплопередачи k .

На основе рассмотрения этих основных вопросов представится возможным построить рациональную методику проектных и проверочных расчетов теплообменных аппаратов.

Среди общих вопросов тепловых расчетов теплообменных аппаратов необходимо обратить внимание на различие следующих важных понятий:

- а) разность температур между двумя рабочими средами:

$$\Delta t = t_1 - t_2;$$

б) разность между конечной и начальной температурами каждой из рабочих сред в отдельности:

$$\Delta t_1 = t_1' - t_1''$$

или

$$\Delta t_2 = t_2'' - t_2'.$$

Первая величина (Δt) является движущей силой процесса теплообмена; она входит в уравнение теплообмена и характеризует при данных условиях производительность теплообменного аппарата.

Вторая величина (Δt) является мерой изменения температуры данной рабочей среды; она входит в уравнение теплового баланса и также характеризует производительность аппарата при данных условиях.

2-3. ХАРАКТЕР ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУР РАБОЧИХ СРЕД В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

При рассмотрении характера изменения температур рабочих сред вдоль поверхности теплообмена аппаратов следует различать три группы частных случаев:

- 1) в процессе теплообмена изменяются одновременно и непрерывно температуры обеих сред (первичной и вторичной);
- 2) одна из рабочих сред сохраняет постоянную температуру, тогда как температура другой среды непрерывно изменяется;
- 3) температура одной из рабочих сред изменяется непрерывно, а температура другой среды последовательно — то изменяется до определенной величины, то остается постоянной (совмещение первых двух случаев).

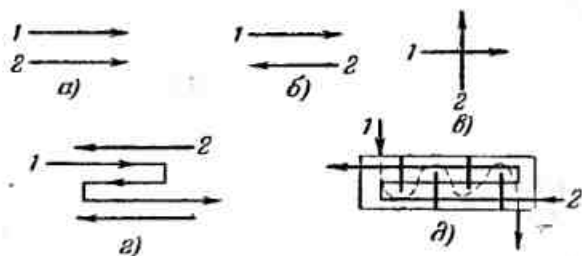
1. Для первой группы теплообменных аппаратов (одновременное и непрерывное изменение температур обеих рабочих сред) в свою очередь необходимо различать следующие частные случаи в зависимости от направления движения рабочих сред:

- а) аппараты прямого тока;
- б) аппараты противоточные;
- в) аппараты перекрестного тока;
- г) аппараты со сложным направлением движения рабочих сред (смешанного тока).

Под прямым током понимается движение первичной и вторичной сред, направленное в одну сторону (фиг. 2-3,а), под противотоком — движение обеих сред в противоположных направлениях (фиг. 2-3,б). Перекрестным током называется движение сред во взаимно перпендикулярных направлениях (фиг. 2-3,в). Наконец, смешанным током называются разнообразные случаи сложного направления движения рабочих сред в многоходовых тепло-

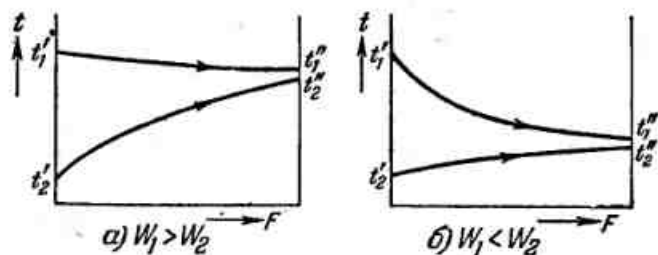
обменных аппаратах, когда, например, в некоторых ходах имеет место прямой ток, а в других противоток (фиг. 2-3,а), случай многократно перекрестного тока (фиг. 2-3,в) и т. д.

О характере изменения температур рабочих сред вдоль поверхности теплообмена аппарата в некоторых простейших частных случаях можно составить приближенное представление при рас-



Фиг. 2-3. Схемы движения рабочих сред в теплообменных аппаратах.

1 — вход первичной среды; 2 — вход вторичной среды.
а — прямой ток; б — противоток; в — перекрестный ток;
г, д — смешанный ток.



Фиг. 2-4. Изменение температур однофазных рабочих сред в теплообменных аппаратах прямого тока.

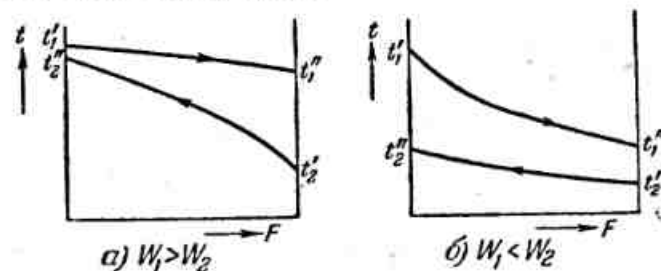
смотрении условных графических схем. При этом характер изменения температур рабочих сред зависит от схемы их движения и соотношения значений их водяных эквивалентов.

Графики, условно характеризующие изменение температур рабочих сред при прямом токе, приведены на фиг. 2-4, где по осям абсцисс отложена поверхность теплообмена F , а по осям ординат — температуры рабочих сред t_1 и t_2 .

В соответствии с уравнением (2-2) на фиг. 2-4,а при $W_1 > W_2$ $\Delta t_1 < \Delta t_2$, т. е. большее изменение температур относится к рабочей среде с меньшим водяным эквивалентом. Поэтому при $W_1 < W_2$ (фиг. 2-4,б) $\Delta t_1 > \Delta t_2$.

Аналогичные графики изменения температур, относящиеся к случаю противотока, приведены на фиг. 2-5.

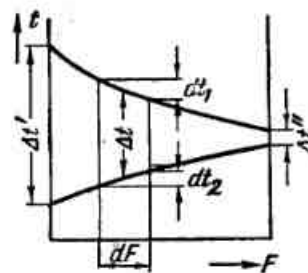
Закономерности относительного изменения температур рабочих сред для простейших случаев прямого тока и противотока можно получить аналитическим путем.



Фиг. 2-5. Изменение температур однофазных рабочих сред в противоточных теплообменных аппаратах.

Для произвольного элемента поверхности теплообмена dF (фиг. 2-6) разность температур первичной и вторичной сред определяется соотношением

$$\Delta t = t_1 - t_2 = \frac{dQ}{kdF}. \quad (a)$$



С другой стороны, на основании уравнения теплового баланса (2-1а) можно написать:

а) для случая прямого тока

$$dQ = -W_1 dt_1 = W_2 dt_2;$$

б) для случая противотока

$$dQ = -W_1 dt_1 = -W_2 dt_2.$$

Следовательно,

$$dt_1 = -\frac{dQ}{W_1},$$

а также

$$dt_2 = \pm \frac{dQ}{W_2}.$$

Изменение разности температур, таким образом, составляет:

$$d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -\left(\frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2}\right) dQ = -m \cdot dQ, \quad (б)$$

где

$$m = \frac{1}{W_1} \pm \frac{1}{W_2},$$

причем (+) относится к случаю прямого тока, а (-) — к случаю противотока.

Разделив уравнение (б) на уравнение (а), находим:

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -mkdF. \quad (в)$$

Если значения m и k постоянны, то последнее уравнение можно интегрировать от начального значения переменных величин, относящегося, например, к условиям на входе в аппарат первичной среды, до конечного значения, относящегося к условиям на выходе первичной среды из аппарата.

Следовательно, получаем:

$$\int_{\Delta t''}^{\Delta t'} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -mk \int_0^F dF,$$

или

$$\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''} = -mkF, \quad (2-11)$$

откуда

$$\Delta t'' = \Delta t' \cdot e^{-mkF}. \quad (2-12)$$

Таким образом, приходим к выводу о том, что вдоль поверхности теплообмена разность температур для случаев прямого тока и противотока изменяется по экспоненциальному (показательному) закону

Уравнение (2-12) показывает, что в аппаратах прямого тока величина Δt по ходу первичной среды непрерывно уменьшается, так как здесь всегда $m > 0$. В аппаратах противоточных величина Δt по ходу первичной среды уменьшается лишь при условии $W_1 < W_2$ (т. е. $m > 0$), но при $W_1 > W_2$ (когда $m < 0$) величина Δt увеличивается. Эти выводы подтверждаются графиками фиг. 2-4 и 2-5.

Выше уже отмечалось, что приведенные графики изменения температур имеют условный характер. Здесь с достаточной надежностью могут быть отмечены лишь значения предельных (начальных и конечных) температур рабочих сред, которые при выполнении тепловых расчетов чаще всего известны. Значения промежуточных температур при построении графиков обычно не рассчитываются. Тем не менее эти условные графики дают наглядное представление о характерных особенностях изменения температур в различных частных случаях.

Так, например, из рассмотрения графиков фиг. 2-4 следует, что при прямом токе конечная температура вторичной среды всегда ниже конечной температуры первичной среды (т. е. $t_2'' < t_1''$). При противотоке же (фиг. 2-5) возможны случаи, когда $t_2'' > t_1''$. Это означает возможность более рационального исполь-

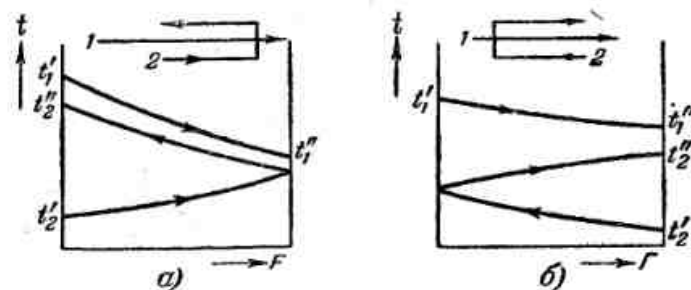
зования вторичной среды (в виде, например, охлаждающей воды в холодильниках), связанного с уменьшением расхода ее при заданной тепловой нагрузке аппарата.

Кроме того, графики изменения температур дают возможность определить предельные значения температурного напора (Δt), или полезной разности температур, между участвующими в теплообмене средами. Из ранее приведенных графиков можно, например, заключить, что для аппаратов прямого тока большая разность температур Δt_0 всегда относится к входу рабочих сред в аппарат (фиг. 2-4), тогда как меньшая разность температур Δt_m имеет место на выходе рабочих сред из аппарата, причем для случаев прямого тока справедливы соотношения

$$\Delta t_0 = t_1' - t_2';$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2''.$$

Вместе с тем график фиг. 2-5 наглядно показывает, что в противоточных аппаратах большая разность температур Δt_0



Фиг. 2-7. Условная схема изменения температур в аппарате простого смешанного тока.

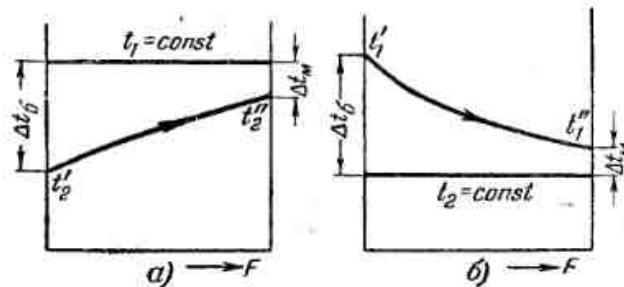
может иметь место в одних случаях на входе первичной среды в аппарат (фиг. 2-5, б), а в других — на выходе ее из аппарата (фиг. 2-5, а).

Для аппаратов перекрестного и смешанного тока графическое изображение изменения температур становится затруднительным и приобретает еще более условный характер. В качестве примера на фиг. 2-7 приведены графики для аппаратов простого смешанного тока, в которых первичная среда имеет один, а вторичная — два хода.

График фиг. 2-7, а относится к случаю, когда вторичная среда в первом ходе направлена по принципу прямого тока, а во втором — по принципу противотока.

График фиг. 2-7,б относится к случаю противоположного сочетания потоков (сначала противоток, а затем прямой ток). Из сопоставления этих графиков можно заключить, что в случае (а) температура вторичной среды t_2'' может превысить значение t_1'' , что отмечалось выше для случая противотока и что недостижимо для случая (б).

2. Для второй группы теплообменных аппаратов (при постоянной температуре одной из рабочих сред) направление движения рабочих сред сколько-либо существенного значения не имеет. Поэтому здесь не говорят о прямом токе, противотоке или их сочетаниях.



Фиг. 2-8. Схема изменения температур при изменении агрегатного состояния одной из сред.

Среди характерных представителей аппаратов этой группы можно указать паро-жидкостные подогреватели и испарительные холодильники.

График изменения температур для паро-жидкостных (или паро-газовых) подогревателей показан на фиг. 2-8,а. В этом случае остается постоянной температура конденсирующегося греющего пара ($t_1 = \text{const}$), а температура нагреваемой среды непрерывно повышается (от t_2 до t_2''). Большая разность температур $\Delta t_c = t_1 - t_2$ имеет место на входе нагреваемой среды в аппарат, меньшая разность температур $\Delta t_m = t_1 - t_2''$ — на выходе среды из аппарата.

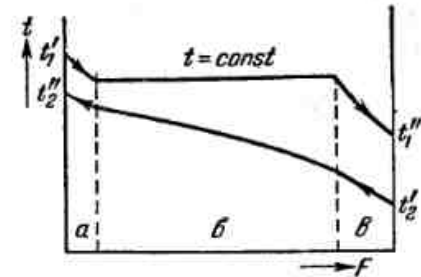
На фиг. 2-8,б приведен график изменения температур для испарительного холодильника. Здесь остается постоянной температура t_2 испаряющейся жидкости, но температура охлаждаемой среды t_1 непрерывно уменьшается. Отсчеты значений большей и меньшей разностей температур очевидны из графика (фиг. 2-8,б).

3. Третья группа теплообменных аппаратов (с температурой одной из рабочих сред то меняющейся, то постоянной) встре-

чается сравнительно редко. Этот случай имеет место, например, при использовании перегретого пара или работе с паром, от конденсата которого продолжают отнимать тепло.

Для аппарата, использующего перегретый пар и работающего с переохлаждением конденсата (что имеет место, например, в конденсаторах холодильных установок), график изменения температур приведен на фиг. 2-9. Такой теплообменник может быть назван многозонным, и характер изменения температур рабочих сред здесь следует рассматривать по отдельным зонам: потери перегрева пара, конденсации пара и переохлаждения конденсата.

По отдельным зонам следует определять и предельные значения разностей температур. Рассмотрение графика (фиг. 2-9) показывает также, что в данном случае более целесообразным является применение в аппарате принципа противотока.



Фиг. 2-9. Схема изменения температур в многозонном теплообменном аппарате.

а — потеря перегрева первичной среды; б — конденсация пара; в — переохлаждение конденсата.

2-4. СРЕДНЯЯ РАЗНОСТЬ ТЕМПЕРАТУР И ЕЕ ВЫЧИСЛЕНИЕ

В тех случаях, когда теплообмен происходит с изменением температур вдоль поверхности теплообмена, при расчетах теплообменных аппаратов принимается средняя разность температур. Значение средней разности температур можно представить как разность между средними температурами первичной и вторичной рабочих сред:

$$\Delta t_{cp} = t_{1cp} - t_{2cp}. \quad (2-13)$$

Однако более точное определение средней разности температур связано с приведенным выше соотношением (2-6):

$$\Delta t_{cp} = \frac{1}{F} \int_0^F \Delta t dF,$$

где Δt — местное значение разности температур ($t_1 - t_2$), относящееся к элементу dF поверхности теплообмена (фиг. 2-6).

По аналогии с ранее полученным соотношением (2-12) здесь для аппаратов прямого тока и противоточных можно написать:

$$\Delta t = \Delta t' \cdot e^{-mkF}$$

и, следовательно,

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t'}{F} \int_0^F e^{-mkF} dF = \frac{\Delta t'}{-mkF} (e^{-mkF} - 1). \quad (2-14)$$

Подставляя в последнее уравнение значения выражений (2-11) и (2-12), легко получить:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \left(\frac{\Delta t''}{\Delta t'} - 1 \right) = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}}. \quad (2-15)$$

В окончательной и более удобной форме для средней разности температур справедливо соотношение

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,31 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (2-16)$$

где Δt_6 — большая разность температур;

Δt_m — меньшая разность температур.

Полученное значение средней разности температур называется среднелогарифмическим.

Уравнение (2-16) широко используется при выполнении тепловых расчетов теплообменных аппаратов. Оно справедливо для простейших схем аппаратов при условии постоянства расхода и теплоемкости рабочих сред, а также коэффициента теплопередачи вдоль всей поверхности теплообмена. Эти условия обычно соблюдаются лишь приближенно, и потому получаемые по уравнению (2-16) результаты также имеют приближенное значение. Однако эти результаты настолько близки к опытным данным, что применение формулы (2-16) для тепловых расчетов обычно не вызывает сомнений.

Если отношение $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2$, среднюю разность температур с достаточной точностью можно определять как среднеарифметическую:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2}. \quad (2-17)$$

Общая формула (2-16) дает несколько меньшие значения, чем частная формула (2-17).

Для аппаратов со сложной схемой движения рабочих сред (с перекрестным и смешанным током) получение выражений для средней разности температур математически весьма трудно.

В этих случаях рекомендуется пользоваться (по Бауману) следующей методикой.

1. Определение средней разности температур по уравнению (2-16) для противоточного аппарата:

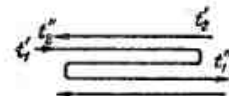
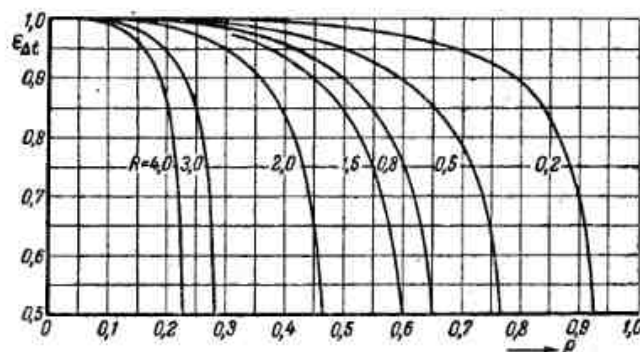
$$\Delta t_{прот} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{2,31 \lg \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}.$$

2. Вычисление вспомогательных величин P и R по формулам

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{макс}}; \quad (2-18)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{\delta t_1}{\delta t_2}. \quad (2-19)$$

Как видим, величина P представляет собой отношение нагрева вторичной среды δt_2 к максимально возможному перепаду температур $\Delta t_{макс}$ в данном аппарате. Очевидно, что всегда $P < 1$.



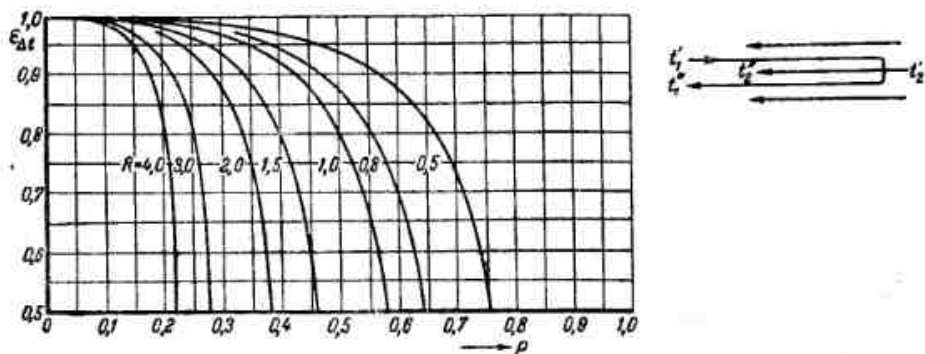
Фиг. 2-10.

Величина R представляет собой отношение охлаждения первичной среды δt_1 к нагреву вторичной среды δt_2 . В зависимости от соотношения между водяными эквивалентами W_1 и W_2 величина R может быть и больше и меньше единицы.

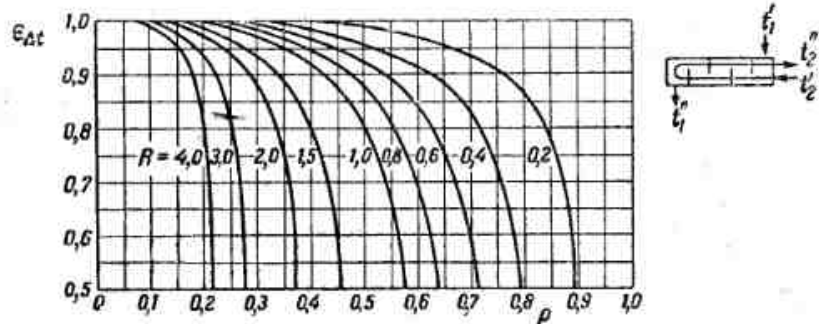
3. Выбор поправочного коэффициента $\epsilon_{\Delta t} = f(P, R)$ в зависимости от характера взаимного направления потоков рабочих сред.

Коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ выбирается при помощи графиков¹, приводимых ниже для некоторых частных случаев (фиг. 2-10 — 2-20).

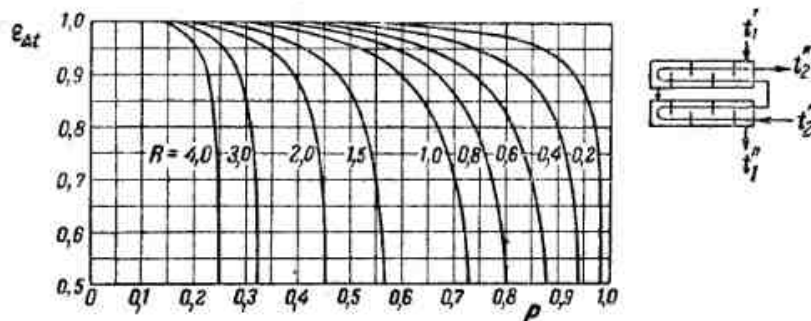
¹ Эти графики заимствованы из книги: М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.



Фиг. 2-11.

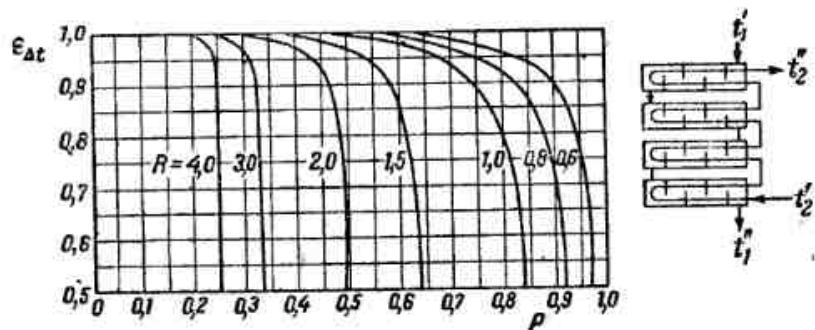


Фиг. 2-12.

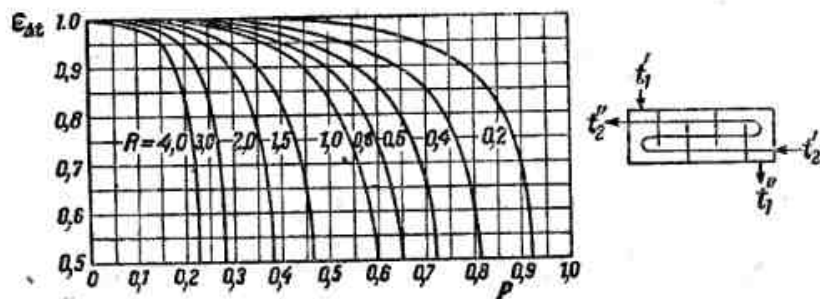


Фиг. 2-13.

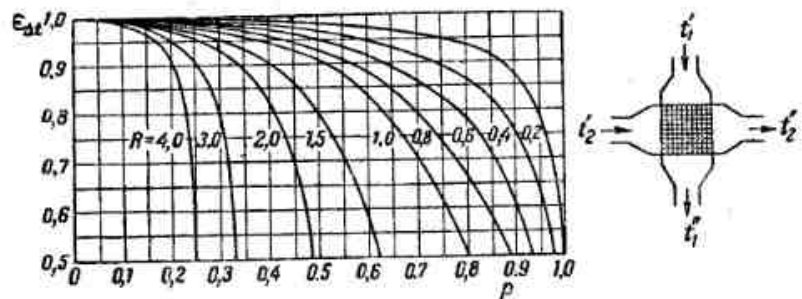
При каждом из этих графиков имеется соответствующая схема движения рабочих сред. Штриховка на фиг. 2-16, 2-17 и др. указывает на разделение потоков рабочих сред на отдельные струи. Фиг. 2-16, например, соответствует перекрестному пластинчатому теплообменному аппарату, фиг. 2-17 — пучку труб, а фиг. 2-18 — случаю одной трубы в поперечном потоке.



Фиг. 2-14.



Фиг. 2-15.



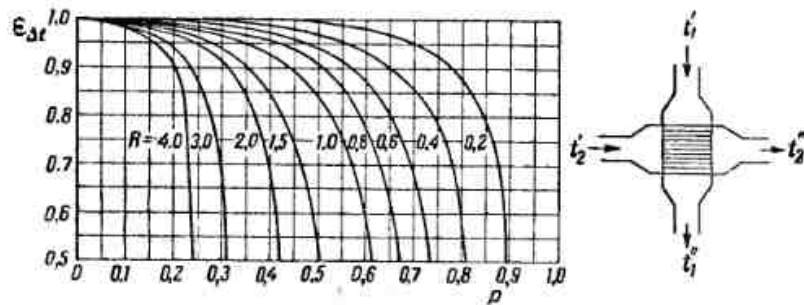
Фиг. 2-16.

Значения поправки $\epsilon_{\Delta t}$ составляют, как это видно из графиков, обычно 0,5 ÷ 1,0.

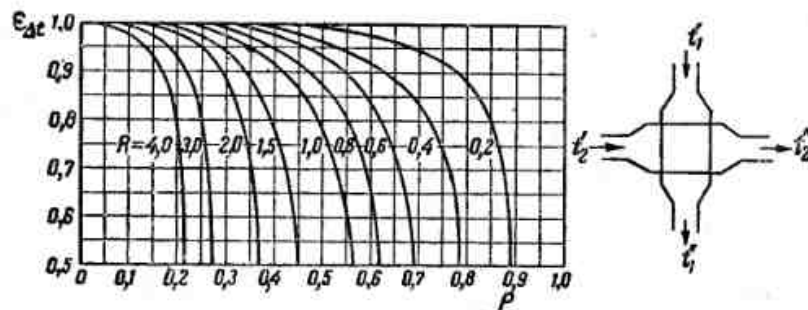
4. Вычисление расчетной средней разности температур производится по формуле

$$\Delta t'_{ср} = \epsilon_{\Delta t} \cdot \Delta t'_{ном}. \quad (2-20)$$

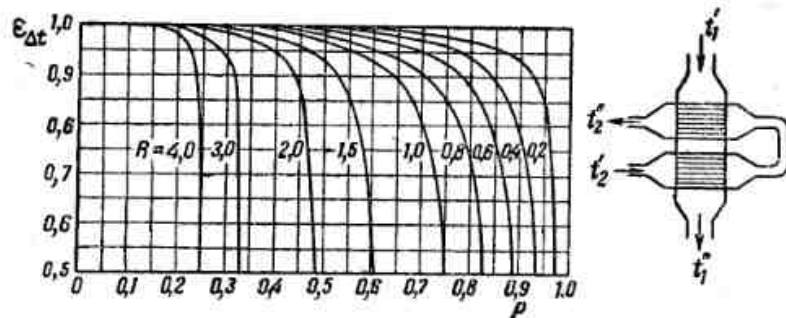
Наконец, для многозонных аппаратов (фиг. 2-9) каждую зону следует рассматривать как отдельный теплообменный аппарат,



Фиг. 2-17.



Фиг. 2-18.



Фиг. 2-19.

определяя для нее ее среднюю разность температур. Необходимость такого подхода к расчету здесь вызывается тем обстоятельством, что логарифмическая формула (2-16) справедлива только для случаев непрерывного изменения температур участвующих в теплообмене сред.

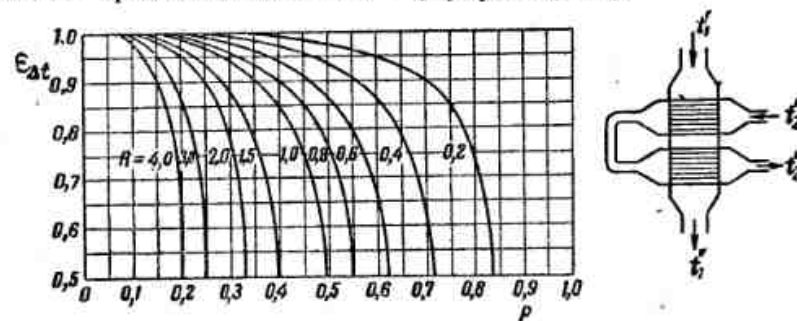
Подводя итоги сказанному о вычислении средней разности температур, можно отметить:

1. Для простейших схем аппаратов — прямого тока и противотока, а также при постоянстве температуры одной из p боичх

сред величина Δt_{cp} определяется в общем случае по логарифмической формуле (2-16).

Исключение здесь могут составлять случаи при $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} < 2$, когда также справедлива формула (2-17) для среднеарифметической разности температур.

2. Для аппаратов перекрестного и смешанного тока величина Δt_{cp} определяется, как и для случая противотока, но с поправкой в зависимости от взаимного направления движения рабочих сред в соответствии с формулой (2-20).



Фиг. 2-20.

При смешанном и перекрестном токе средняя разность температур всегда меньше, чем при противотоке, но больше, чем при прямом токе.

3. Для многозонных аппаратов определение Δt_{cp} следует выполнять для каждой зоны в отдельности, пользуясь основной формулой (2-16) либо формулой (2-20).

Кроме изложенного выше метода вычисления средней разности температур Δt_{cp} в кожухотрубных аппаратах смешанного и перекрестного тока путем введения поправочного множителя $\epsilon_{\Delta t}$, можно указать также приближенные соотношения для аналитических расчетов значений Δt_{cp} .

Так, например, в случаях простого смешанного тока (т. е. при наличии только одного хода рабочей среды в межтрубном пространстве) можно пользоваться формулой

$$\Delta t_{cp} = \frac{M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m + M}{\Delta t_6 + \Delta t_m - M}}, \quad (2-21)$$

где $M = \sqrt{(\delta t_1)^2 + (\delta t_2)^2}$;

Δt_6 и Δt_m — разности температур при противотоке с теми же начальными и конечными температурами.

В случаях многократного смешанного тока (при наличии n ходов в межтрубном пространстве) и при четном числе ходов в трубном пространстве можно пользоваться формулой

$$\Delta t_{cp} = \frac{M}{2,3 n \lg \frac{\Delta t + M}{\Delta t - M}}, \quad (2-22)$$

где, кроме отмеченной ранее величины M , обозначено:

$$\Delta t = (\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{\mu}) \frac{\sqrt[n]{\Delta t_{\sigma}} + \sqrt[n]{\Delta t_{\mu}}}{\sqrt[n]{\Delta t_{\sigma}} - \sqrt[n]{\Delta t_{\mu}}},$$

причем значения Δt_{σ} и Δt_{μ} здесь выбираются в зависимости от способа соединения секций в межтрубном пространстве (противоток или прямоток).

В одном из наиболее распространенных случаев перекрестного тока, когда одна рабочая среда движется в межтрубном пространстве общим потоком, а другая — по трубам отдельными потоками (см. схему фиг. 2-17), можно пользоваться формулой

$$\Delta t_{cp} = \frac{\delta t_{mp}}{2,3 \lg \frac{1 + \frac{\delta t_{mp}}{\Delta t_{max}}}{1 - \frac{\delta t_{mp}}{\Delta t_{max}}}}, \quad (2-23)$$

где δt_{mp} — изменение температуры рабочей среды, движущейся по трубам;

δt_{mtp} — то же для среды в межтрубном пространстве;

Δt_{max} — максимальный перепад температур в аппарате ($\Delta t_{max} = t_1' - t_2'$).

Вычисления по этим формулам оказываются достаточно громоздкими, и в большинстве случаев можно пользоваться изложенным выше гораздо более простым графоаналитическим расчетом.

Пример 2-2. Тепло уходящего остатка установки используется для подогрева поступающего продукта этой же установки, причем температура остатка изменяется от $t_1' = 350^\circ \text{C}$ до $t_1'' = 150^\circ \text{C}$, а температура продукта от $t_2' = 20^\circ \text{C}$ до $t_2'' = 120^\circ \text{C}$.

Определить среднюю разность температур в процессе теплообмена для случаев применения аппаратов прямого тока и противоточного.

1-й случай — аппарат прямого тока

В этом случае изменение температур рабочих сред характеризуется схемой:

$$\begin{array}{l} 350^\circ \text{C} \longrightarrow 150^\circ \text{C}; \\ 20^\circ \text{C} \longrightarrow 120^\circ \text{C}, \end{array}$$

Здесь имеем:

$$\Delta t_{\sigma} = 350 - 20 = 330^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_{\mu} = 150 - 120 = 30^\circ \text{C}.$$

Средняя разность температур по формуле (2-16) составит:

$$\Delta t_{cp} = \frac{330 - 30}{2,3 \lg \frac{330}{30}} = 125^\circ \text{C}.$$

2-й случай — противоточный аппарат

В этом случае имеем:

$$350^\circ \text{C} \longrightarrow 150^\circ \text{C};$$

$$120^\circ \text{C} \longleftarrow 20^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_{\sigma} = 350 - 120 = 230^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_{\mu} = 150 - 20 = 130^\circ \text{C}.$$

Средняя разность температур

$$\Delta t_{cp} = \frac{230 - 130}{2,3 \lg \frac{230}{130}} = 175^\circ \text{C}.$$

Таким образом, в случае противотока средняя разность температур оказывается значительно выше, чем в случае прямого тока.

При этом из уравнения (2-10) следует, что при одинаковых нагрузках и значениях коэффициентов теплопередачи

$$\frac{F_{прот}}{F_{прям}} = \frac{\Delta t_{прям}}{\Delta t_{прот}} = \frac{125}{175} = 0,7,$$

т. е. в данном случае поверхность теплообмена при противотоке на 30% меньше, чем при прямом токе.

Пример 2-3. Выполнить расчет по условию примера 2-2 для случая простого смешанного тока, когда первичная среда в трубах совершает два хода, а вторичная среда в межтрубном пространстве имеет один ход.

Этот случай относится к схеме, показанной на фиг. 2-11. Вычислим вспомогательные расчетные коэффициенты по формулам (2-18) и (2-19):

$$R = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{350 - 150}{120 - 20} = 2,0;$$

$$P = \frac{\delta t_2}{\Delta t_{max}} = \frac{120 - 20}{350 - 20} = 0,303.$$

Для этих значений по графику фиг. 2-11 находим поправочный множитель $\epsilon_{\Delta t} = 0,87$.

Следовательно, по расчетной формуле (2-20) при $\Delta t_{прот} = 175^\circ \text{C}$ (см. пример 2-2) получаем:

$$\Delta t_{cp} = 0,87 \cdot 175 = 152^\circ \text{C},$$

что оказывается менее выгодным, чем в случае противотока, но более выгодным, чем при прямом токе.

Этот расчет можно выполнить и аналитически, пользуясь формулой (2-21).

Действительно,

$$M = \sqrt{(\delta t_1)^2 + (\delta t_2)^2} = \sqrt{200^2 + 100^2} = 224;$$

$$\Delta t_G = 230^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_M = 130^\circ \text{C}.$$

Следовательно,

$$\Delta t_{cp} = \frac{224}{2,3 \lg \frac{230 + 130 + 224}{230 + 130 - 224}} = 153^\circ \text{C},$$

что хорошо совпадает с ранее полученным результатом.

Пример 2-4. Выполнить расчет по условию примера 2-2 для случая перекрестного тока, когда первичная среда движется по межтрубному пространству, а вторичная среда — в трубках.

Этот случай относится к схеме, показанной на фиг. 2-17. Пользуясь результатами предыдущих вычислений при $R=2,0$ и $P=0,303$, по графику ф. г. 2-17 находим: $\epsilon_{\Delta t} = 0,91$ и, следовательно, по формуле (2-20)

$$\Delta t_{cp} = 0,91 \cdot 175 = 159^\circ \text{C}.$$

Этот расчет можно выполнить и аналитически, пользуясь формулой (2-23), а именно:

$$\delta t_{mp} = \delta t_2 = 120 - 20 = 100^\circ \text{C};$$

$$\delta t_{mnp} = \delta t_1 = 350 - 150 = 200^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_{max} = t'_1 - t'_2 = 350 - 20 = 330^\circ \text{C}.$$

Следовательно,

$$\Delta t_{cp} = \frac{100}{2,3 \lg \frac{1}{1 + \frac{100}{200} 2,3 \lg \left(1 - \frac{200}{330}\right)}} = \frac{100}{2,3 \lg 1,87} = 160^\circ \text{C},$$

что хорошо согласуется с ранее полученным результатом.

Если по трубам направить первичную среду, по формуле (2-23) получается: $\Delta t_{cp} \approx 155^\circ \text{C}$, что указывает на несколько меньшую эффективность такого сочетания потоков рабочих сред при условии, если величина коэффициента теплопередачи остается неизменной. Если же изменение взаимного направления рабочих сред приводит к увеличению коэффициента теплопередачи, то производительность аппарата может увеличиться даже при некотором снижении средней разности температур.

2-5. ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЯ ТОКА РАБОЧИХ СРЕД В ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Выбор взаимного направления тока рабочих сред в теплообменных аппаратах должен производиться так, чтобы обеспечивать:

1) наибольшую среднюю разность температур Δt_{cp} , с которой связано получение при прочих одинаковых условиях наибольшей производительности аппаратов, либо сокращение затраты материала на изготовление аппаратов;

2) наилучшее использование рабочих сред в смысле получения наибольшего изменения их температур (δt_1 или δt_2), при котором получается минимальный расход теплоносителей;

3) возможно меньшую „верхнюю“ температуру стенок аппаратов с целью уменьшения температурных деформаций;

4) лучшие коэффициенты теплопередачи благодаря созданию оптимальных условий теплообмена.

Рассмотрим с точки зрения этих условий случаи простого (прямого и противотока), смешанного и перекрестного тока рабочих сред в аппаратах.

а) Простой ток

Средняя разность температур Δt_{cp} , как это следует из основной расчетной формулы (2-16), зависит от предельных значений Δt_G и Δt_M . Выполняя соответствующие вычисления (см. пример 2-2), нетрудно убедиться в том, что при одинаковых начальных и конечных температурах обеих рабочих сред средняя разность температур в случае противотока оказывается выше, чем при прямом токе. Расходы теплоносителей при этом в обоих случаях, разумеется, остаются одинаковыми, но поверхность теплообмена в случае противотока будет меньше.

Как уже отмечалось ранее, при прямом токе (фиг. 2-4) вторичная среда не может быть нагрета выше конечной температуры первичной среды ($t'_2 < t''_1$), или, что то же, нельзя охладить первичную среду ниже конечной температуры вторичной среды. При противотоке дело обстоит иначе: предел нагрева вторичной среды определяется верхней температурой первичной среды t_1 , а предел охлаждения первичной среды — нижней температурой вторичной среды t'_2 . Иными словами, пределы изменения температур рабочих сред в случае противотока становятся более широкими. При противотоке возможно большее изменение температуры (нагрев или охлаждение) одной из рабочих сред, чем при прямом токе. Поэтому в случае противотока при одинаковых поверхностях теплообмена уменьшается расход нагревающей или охлаждающей среды за счет более совершенного ее использования. Изложенным определяются несомненные преимущества противотока по сравнению с прямым током.

Следует отметить, что повышенное изменение температуры сред при противотоке имеет следствием некоторое уменьшение средней разности температур Δt_{cp} и потому связано при одинаковой производительности аппаратов с некоторым увеличением поверхности теплообмена. Однако экономия в расходе теплоносителей при противотоке обычно превышает дополнительные затраты на устройство аппаратов больших размеров по сравнению со случаем прямого тока.

Следовательно, можно утверждать, что противоток оказывается выгоднее прямого тока, и поэтому теплообменные аппараты прямого тока применяются в промышленности сравнительно редко.

Применение аппаратов прямого тока становится необходимым лишь в отдельных случаях, например при использовании первичной среды с достаточно высокой температурой (обычно горячих газов). В таких случаях при противотоке температура стенок со стороны входа первичной среды оказывается выше, что может вызвать нежелательные температурные деформации стенок. Сюда же относятся отдельные случаи, когда имеется опасность изменений химического состава продукта (вторичной среды) под влиянием высоких температур в конечной стадии нагрева. Иногда аппараты прямого тока применяют по конструктивным соображениям, например с целью уменьшения длины трубопроводов для подвода рабочих сред к аппарату.

Таким образом, при непрерывно изменяющихся температурах обеих рабочих сред следует, как правило, устанавливать теплообменные аппараты, работающие по принципу противотока. При сохранении постоянства температуры одной из рабочих сред (например, при конденсации паров) выбор взаимного направления тока рабочих сред не имеет значения.

Пример 2-5. В поверхностном холодильнике охлаждается 7500 кг/час продукта теплоемкостью $c = 0,8$ ккал/кг град от $t'_1 = 90^\circ \text{C}$ до $t''_1 = 30^\circ \text{C}$. Охлаждение производится водой при $t'_2 = 15^\circ \text{C}$. Определить для холодильников прямого тока и противоточного среднюю разность температур, поверхность охлаждения и расход охлаждающей воды, принимая $\Delta t_m = 5^\circ \text{C}$.

Коэффициент теплопередачи $k = 1200$ ккал/м² час град.

1. Холодильник прямого тока

В этом случае имеем:

$$\begin{aligned} 90^\circ \text{C} &\longrightarrow 30^\circ \text{C}; \\ 15^\circ \text{C} &\longrightarrow 25^\circ \text{C}; \\ \Delta t_c &= 90 - 15 = 75^\circ \text{C}; \\ \Delta t_m &= 30 - 25 = 5^\circ \text{C}; \\ \Delta t_{cp} &= \frac{75 - 5}{2,3 \lg \frac{75}{5}} = 25,8^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Тепловая нагрузка холодильника

$$Q = G_1 c_1 (t'_1 - t''_1) = 7500 \cdot 0,8 (90 - 30) = 360000 \text{ ккал/час.}$$

Поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{360000}{1200 \cdot 25,8} = 11,6 \text{ м}^2.$$

Расход охлаждающей воды

$$W = \frac{Q}{t'_2 - t''_2} = \frac{360000}{25 - 15} = 36000 \text{ кг/час.}$$

2. Противоточный холодильник

В этом случае имеем:

$$\begin{aligned} 90^\circ \text{C} &\longrightarrow 30^\circ \text{C}; \\ 85^\circ \text{C} &\longleftarrow 15^\circ \text{C}; \\ \Delta t_c &= 30 - 15 = 15^\circ \text{C}; \\ \Delta t_m &= 90 - 85 = 5^\circ \text{C}; \\ \Delta t_{cp} &= \frac{15 - 5}{2,3 \lg \frac{15}{5}} = 9,2^\circ \text{C}. \end{aligned}$$

Далее, аналогично предыдущему, находим:

$$F = \frac{360000}{1200 \cdot 9,2} = 32,6 \text{ м}^2,$$

$$W = \frac{360000}{85 - 15} = 5150 \text{ кг/час.}$$

Сравнивая полученные результаты, видим, что в случае противотока при увеличенных размерах поверхности охлаждения достигается резкое сокращение расхода охлаждающей воды.

б) Смешанный ток

Установленный выше принцип экономической целесообразности противотока по сравнению с прямым током может являться ведущим при сравнительной оценке различных схем сложного (смешанного или перекрестного) тока. При смешанном токе средняя разность температур при одинаковых начальных и конечных температурах выше, чем при противотоке, но ниже, чем при прямом токе. Таким образом, смешанный ток занимает промежуточное между ними положение. Аналогично обстоит дело и с другими условиями тепловой работы теплообменных аппаратов, зависящими от направления тока рабочих сред.

Но различные схемы смешанного тока могут в большей или меньшей степени приближаться к случаю чистого противотока. Об этом можно судить, например, при рассмотрении графиков для поправочных коэффициентов в различных случаях смешанного тока (фиг. 2-10 ÷ 2-15). При проектировании теплообменных аппаратов со смешанным током, в частности, следует иметь в виду, что при простом смешанном токе и нечетном числе ходов увеличение числа ходов с противотоком благоприятно отражается на возрастании Δt_{cp} . С увеличением числа ходов при четном их числе Δt_{cp} несколько уменьшается, но применение многоходовых

аппаратов обычно благоприятно влияет на увеличение коэффициента теплопередачи.

Достаточно эффективный способ повышения Δt_{cp} при смешанном токе состоит в переходе к многоходовому смешанному току или к секционированию, что достигается разделением на ходы (секции) не только трубного, но и межтрубного пространств.

При этом, правда, нередко значительно усложняется конструкция аппарата за счет постановки перегородок в межтрубном пространстве. Но при равенстве чисел ходов в трубном и межтрубном пространствах Δt_{cp} может приблизиться к значению Δt_{cp} в случае чистого противотока.

в) Перекрестный ток

Как уже указывалось, перекрестный ток, подобно току смешанному по своей эффективности, занимает промежуточное положение между прямым током и противотоком. Для увеличения эффективности перекрестного тока в смысле повышения средней разности температур можно рекомендовать:

1) секционирование трубного пространства с последующим соединением секций по принципу противотока (см. схему на фиг. 2-20); эффективность противоточного соединения секций по сравнению с соединением их по принципу прямого тока наглядно выясняется при сопоставлении данных, приведенных на фиг. 2-20 и 2-19; так, например, при $R=1$ и $P=0,5$ эффективность противоточного соединения оказывается по крайней мере вдвое большей;

2) направление в межтрубное пространство рабочей среды с повышенным изменением температуры, т. е. соблюдение условия $\delta t_{мтр} > \delta t_{тр}$.

И здесь, как указывалось выше, в отдельных случаях приближаются к принципу прямого тока при необходимости облегчения температурных условий для стенок поверхности теплообмена.

2-6. ВЫБОР КОНЕЧНЫХ ТЕМПЕРАТУР РАБОЧИХ СРЕД В ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТАХ

Во многих случаях, особенно при проектировании технологических теплообменных аппаратов, конечные температуры рабочих сред (t_1'' и t_2'') бывают заданными или заранее известными.

В других случаях, в частности при проектировании теплоутилизационных аппаратов, конечные температуры рабочих сред выбираются в зависимости от назначения аппаратов или определяются другими характеристиками их тепловой работы.

Так, например, если известны расходы обеих рабочих сред и конечная температура одной из них (скажем t_1''), то для

определения значения t_2'' можно использовать уравнение теплового баланса (2-2):

$$W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2')$$

откуда

$$t_2'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} (t_1' - t_1''). \quad (2-24)$$

Если предстоит выбрать одновременно конечные температуры обеих рабочих сред (t_1'' и t_2''), то в первом приближении можно принимать такой температурный режим, при котором минимальная разность температур Δt_m между рабочими средами была бы не меньше 10—20°С (для парожидкостных подогревателей величина Δt_m в некоторых случаях может составлять 5—7°С и даже ниже).

Выбирая величину Δt_m и зная начальные температуры рабочих сред t_1' и t_2' , для противоточных аппаратов можно пользоваться следующими соотношениями:

$$а) \text{ при } R = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{W_2}{W_1} < 1$$

$$t_2'' = t_1' - \Delta t_m, \quad (2-25)$$

а также

$$t_1'' = t_2' - \frac{W_2}{W_1} (t_2'' - t_2');$$

$$б) \text{ при } R > 1$$

$$t_1'' = t_2' + \Delta t_m, \quad (2-26)$$

а также

$$t_2'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} (t_1' - t_1'').$$

Необходимо иметь в виду, что при уменьшении минимальной разности температур Δt_m , как правило, увеличивается поверхность теплообмена, но вместе с тем улучшается использование теплоносителя, что имеет существенное значение в теплоутилизационных установках и холодильниках. Иными словами, изменение выбираемых в расчете значений Δt_m отражается как на капитальных расходах, так и на стоимости эксплуатации (амортизация, ремонт, обслуживание и т. д.) и, следовательно, связано с вопросами экономии металла и топлива.

Поэтому для выбора оптимальных значений конечных температур, соответствующих наименьшим общим затратам при использовании теплового оборудования в конкретных промыш-

ленных условиях, необходимо производить технико-экономические расчеты. Методика таких технико-экономических расчетов разработана Н. И. Галпериным и С. Д. Зайцевым. Ниже рассматриваются некоторые частные случаи, относящиеся к этим расчетам.

Случай 1

Использование тепла отработавших или вторичных паров для нагревания жидкостей и газов

Пусть G_2 кг/час жидкости или газа теплоемкостью c_2 нагреваются от t_2' до конечной температуры t_2'' за счет тепла конденсирующегося утилизируемого пара при температуре насыщения t_1 .

В этом случае сравнительная экономичность аппарата, если стоимость 1 ккал тепла составляет a руб., а стоимость эксплуатации 1 м² поверхности теплообмена — b руб/час, будет, очевидно, характеризоваться соотношением

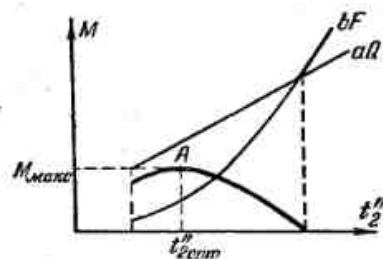
$$M = aQ - bF = aG_2c_2(t_2'' - t_2') - b \frac{G_2c_2}{k} \times \ln \frac{t_1 - t_2'}{t_1 - t_2''} \text{ руб/час,}$$

где Q , F и $M_{\text{ср}}$ определяются формулами (2-1), (2-10) и (2-16) соответственно.

Наибольшая экономичность аппарата определяется условием

$$\frac{dM}{dt_2''} = 0.$$

Фиг. 2-21. К выбору оптимальной конечной температуры нагреваемой среды.



Последнее выражение после дифференцирования дает:

$$aG_2c_2 - b \frac{G_2c_2}{k(t_1 - t_2'')} = G_2c_2 \left[a - \frac{b}{k(t_1 - t_2'')} \right] = 0,$$

откуда находим искомую оптимальную конечную температуру нагреваемой среды:

$$t_{2opt}'' = t_1 - \frac{b}{ak}. \quad (2-27)$$

Выполненный расчет можно пояснить графически, что сделано на фиг. 2-21. Оптимальная конечная температура t_{2opt}'' соответствует максимальному значению суммарной кривой в точке А.

Из уравнения (2-27) следует, что в данном случае наименьшая разность температур составляет:

$$\Delta t_m = t_1 - t_2'' = \frac{b}{ak}.$$

Легко видеть, что величина Δt_m уменьшается: при увеличении стоимости используемого тепла a , коэффициента теплопередачи k , а также при уменьшении стоимости эксплуатации b оборудования.

Случай 2

Использование производственных отходов тепла жидкостей и газов

Пусть G_2 кг/час жидкости или газа теплоемкостью c_2 нагреваются от t_2' до конечной температуры t_2'' за счет тепла G_1 кг/час отходящих продуктов производства теплоемкостью c_1 , которые при этом охлаждаются от t_1' до конечной температуры t_1'' .

Требуется определить оптимальные значения конечных температур t_1'' и t_2'' обеих рабочих сред.

В случае аппаратов прямого тока (см. схему фиг. 2-4) имеем:

$$\Delta t_c = t_1' - t_2'';$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2'';$$

уравнения теплового баланса и теплообмена принимают вид:

$$Q = W_1(t_1' - t_1'') = W_2(t_2'' - t_2') = kF \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}.$$

Аналогично предыдущему сравнительная экономичность аппарата определяется соотношением

$$M = aQ - bF = aW_1(t_1' - t_1'') - b \frac{W_1(t_1' - t_1'') \ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}{k [(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')]}.$$

Искомые оптимальные конечные температуры рабочих сред должны удовлетворять условиям

$$\frac{\partial M}{\partial t_1''} = 0 \text{ и } \frac{\partial M}{\partial t_2''} = 0.$$

После дифференцирования и преобразований получаем:

$$t_{1opt}'' = \frac{\frac{W_1}{W_2} t_1' + t_2' + \frac{b}{ak}}{1 + \frac{W_1}{W_2}}. \quad (2-28)$$

$$t_{2opt}'' = \frac{t_1' + \frac{W_2}{W_1} t_2' - \frac{b}{ak}}{1 + \frac{W_2}{W_1}}, \quad (2-29)$$

причем также справедливо соотношение

$$t_{2opt}'' = t_2' + \frac{W_1}{W_2} (t_1' - t_{1opt}''). \quad (2-30)$$

В случае противоточных аппаратов задача решается в таком же порядке, но с учетом схемы изменения температур, приведенной на фиг. 2-5.

После соответствующих математических преобразований получаем:

$$t''_{2opt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{W_2}{W_1} \left\{ -B \pm \sqrt{B^2 + 4 \frac{W_1}{W_2} t'_2 (B + t'_2) + \frac{b}{ak} (t'_1 - t'_2)} \right\}. \quad (2-31)$$

где

$$B = 1 - 2t'_2 + t'_1 \left(1 - \frac{W_1}{W_2} \right).$$

Для вычисления конечной оптимальной температуры вторичной среды t''_{2opt} можно пользоваться соотношением (2-30).

Случай 3

Использование охлаждающей среды в поверхностных конденсаторах

Пусть конденсируются D кг/час пара, теплосодержание i которого изменяется до i_K при температуре насыщения t_1 . Тепло конденсации воспринимается охлаждающей средой, расход которой составляет G_2 кг/час при теплоемкости c_2 и изменении температуры от t'_2 до t''_2 .

Требуется определить оптимальную конечную температуру охлаждающей среды t''_2 , соответствующую минимальным эксплуатационным расходам, если последние составляют b руб/час на 1 м^2 поверхности теплообмена, и стоимость охлаждающей среды m руб/кг.

Фиг. 2-22. К выбору оптимальной конечной температуры охлаждающей среды (в поверхностных конденсаторах).

Уравнения теплового баланса и теплообмена (при схеме, показанной на фиг. 2-8, а) имеют вид:

$$Q = D(i - i_K) = G_2 c_2 (t''_2 - t'_2) = kF \frac{t'_2 - t'_1}{\ln \frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2}}.$$

При повышении конечной температуры t''_2 охлаждающей среды расход этой среды G_2 и стоимость ее mG_2 уменьшаются, но поверхность теплообмена F и связанные с ней расходы bF увеличиваются, как это схематически показано на фиг. 2-22. Задача сводится к нахождению минимума суммарных эксплуатационных расходов, определяемых соотношениями

$$\Theta = mG_2 + bF = m \frac{D(i - i_K)}{c_2(t''_2 - t'_2)} + b \frac{D(i - i_K)}{k(t''_2 - t'_2)} \ln \frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_2}.$$

Для нахождения минимума функции $\Theta = f(t''_2)$ ее производную приравняем нулю:

$$\frac{d\Theta}{dt''_2} = 0,$$

откуда после несложных преобразований получаем:

$$\frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_{2opt}} + \ln(t_1 - t''_{2opt}) = \frac{mk}{bc_2} + \ln(t_1 - t'_2) + 1. \quad (2-32)$$

Последнее уравнение решается относительно величины t''_{2opt} путем подбора. Однако для большинства случаев его можно существенно упростить, полагая, что второе слагаемое левой части мало по сравнению с первым. При этом условии уравнение (2-32) принимает простой вид:

$$\frac{t_1 - t'_2}{t_1 - t''_{2opt}} = A,$$

где

$$A = \frac{mk}{bc_2} + \ln(t_1 - t'_2) + 1.$$

Теперь находим приближенное значение искомой величины t''_{2opt} :

$$t''_{2opt} \approx t_1 - \frac{t_1 - t'_2}{A}. \quad (2-33)$$

Аналогичным путем можно решать задачу о выборе оптимальных значений конечных температур рабочих сред и в других частных случаях. При этом, однако, следует иметь в виду одно весьма важное обстоятельство, относящееся к использованию тепла вторичных энергоресурсов. Это использование необходимо стремиться делать возможно более полным, что при установке утилизаторов поверхностного типа нередко приводит к чрезвычайно громоздким устройствам, экономическая целесообразность которых становится сомнительной.

Разрешение этого противоречия следует искать в наиболее простых рациональных конструкциях теплоиспользующих устройств с целью уменьшения их стоимости. Весьма перспективным в этом отношении можно считать переход от поверхностных теплообменных аппаратов к теплообменникам, работающим по принципу непосредственного соприкосновения (смешения) рабочих сред. В последнее время во Всесоюзном теплотехническом институте такая работа применительно к сушильным устройствам проводится проф. М. Ю. Лурье, а применительно к водоподогревателям проф. Е. Я. Соколовым.

Пример 2-6. Вторичный пар выпарной установки при температуре насыщения $t_1 = 95^\circ \text{С}$ используется для подогрева воды. Определить оптимальную конечную температуру нагреваемой воды, если стоимость тепла составляет $a = 12,5 \cdot 10^{-6}$ руб/ккал и стоимость эксплуатации поверхности теплообмена $b = 15 \cdot 10^{-6}$ руб/м²час.

Коэффициент теплопередачи $k = 800$ ккал/м²часград.

Заданные условия относятся к первому из рассмотренных выше случаев. В соответствии с формулой (2-27) имеем:

$$t''_{2opt} = 95 - \frac{15 \cdot 10^{-6}}{12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 800} = 93,5^\circ \text{С}.$$

Если пар используется для подогрева воздуха, то вследствие резкого уменьшения коэффициента теплопередачи (например, до значения $k = 25$ ккал/м²час град) изменится и оптимальное значение конечной температуры подогреваемого воздуха, а именно:

$$t''_{2opt} = 95 - \frac{15 \cdot 10^{-3}}{12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 25} = 47^\circ \text{C}.$$

Нагрев воздуха выше полученного значения t''_{2opt} окажется в данных условиях целесообразным при удешевлении (например, при упрощении) конструкции воздухоподогревателя. Так, при $b = 7,5 \cdot 10^{-3}$ руб/м³час получим:

$$t''_{2opt} = 95 - \frac{7,5 \cdot 10^{-3}}{12,5 \cdot 10^{-6} \cdot 25} = 71^\circ \text{C}.$$

Пример 2-7. В регенеративный теплообменник конверсионной установки (см. схему фиг. 2-23) поступает отходящий газ температуры $t'_1 = 500^\circ \text{C}$ для подогрева продукта, температура которого $t'_2 = 75^\circ \text{C}$.

Определить оптимальные конечные температуры рабочих сред и среднюю разность температур, если $G_1 = 5000$ кг/час, $G_2 = 4000$ кг/час, $c_1 = c_2 = 0,25$ ккал/кг град. Стоимость тепла $a = 5,5 \cdot 10^{-6}$ руб/ккал.

стоимость эксплуатации аппарата $b = 6,25 \cdot 10^{-3}$ руб/м²час. Коэффициент теплопередачи $k = 15$ ккал/м²час град.

Заданные условия относятся ко второму случаю, рассмотренному в § 2-6.

Расчет выполним в двух вариантах: для случаев прямого тока и противотока.

а) Прямой ток

Имеем:

$$W_1 = G_1 c_1 = 5000 \cdot 0,25 = 1250 \text{ ккал/час град};$$

$$W_2 = G_2 c_2 = 4000 \cdot 0,25 = 1000 \text{ ккал/час град},$$

а также

$$\frac{b}{ak} = \frac{6,25 \cdot 10^{-3}}{5,5 \cdot 10^{-6} \cdot 15} = 76.$$

Тогда по формуле (2-28) получаем значение конечной температуры первичной среды:

$$t''_{1opt} = \frac{\frac{1250}{1000} 500 + 75 + 76}{1 + \frac{1250}{1000}} = \frac{776}{2,25} = 345^\circ \text{C}.$$

Конечная температура вторичной среды [см. (2-30)]

$$t''_{2opt} = t'_2 + \frac{W_1}{W_2} (t'_1 - t''_{1opt}) = 75 + \frac{1250}{1000} (500 - 345) = 269^\circ \text{C}.$$

Для вычисления средней разности температур имеем:

$$500^\circ \text{C} \longrightarrow 345^\circ \text{C};$$

$$75^\circ \text{C} \longrightarrow 269^\circ \text{C};$$

$$\Delta t'_6 = 500 - 75 = 425^\circ \text{C};$$

$$\Delta t'_m = 345 - 269 = 76^\circ \text{C};$$

$$\Delta t'_{cp} = \frac{\Delta t'_6 - \Delta t'_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t'_6}{\Delta t'_m}} = \frac{349}{2,3 \lg \frac{425}{76}} = 203^\circ \text{C}.$$

б) Противоток

По формуле (2-31) находим:

$$B = 1 - 2 \cdot 75 + 500 \left(1 - \frac{1250}{1000} \right) = -274; \quad \frac{b}{ak} = 76.$$

Следовательно,

$$t''_{1opt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{1000}{1250} \left\{ 274 + \sqrt{75 \cdot 10^4 + 4 \frac{1250}{1000} [75(-274 + 75) + 76(500 - 75)]} \right\} = \frac{1}{2,5} \left\{ 274 + \sqrt{75 \cdot 10^4 + 5[-15,1 \cdot 10^4 + 32,3 \cdot 10^4]} \right\} = 270^\circ \text{C}$$

и, кроме того,

$$t''_{2opt} = 75 + \frac{1250}{1000} (500 - 270) = 363^\circ \text{C}.$$

Для вычисления средней разности температур имеем:

$$500^\circ \text{C} \longrightarrow 270^\circ \text{C};$$

$$363^\circ \text{C} \longleftarrow 75^\circ \text{C};$$

$$\Delta t'_6 = 270 - 75 = 195^\circ \text{C};$$

$$\Delta t'_m = 500 - 363 = 137^\circ \text{C};$$

$$\Delta t'_{cp} = \frac{195 - 137}{2,3 \lg \frac{195}{137}} = 166^\circ \text{C}.$$

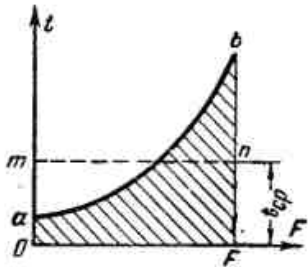
Сравнивая полученные результаты для случаев аппаратов прямого тока и противотока, следует отдать предпочтение второму варианту, т. е. выбрать установку противоточного рекуперативного теплообменника. Этот вариант, несмотря на пониженное значение средней разности температур и увеличенные размеры поверхности теплообмена (115 вместо 65 м² в случае аппарата прямого тока), оказывается более экономичным. Здесь прежде всего следует отметить более полное использование тепла отходящих газов, охлаждающихся до 270°С (вместо 345°С), и соответственно больший предварительный подогрев поступающих продуктов (до 363 вместо 269°С). Нетрудно подсчитать, что в данном случае при указанных выше числовых данных установка противоточного теплообменника дает по сравнению с аппаратом прямого тока экономии до 17000 руб. в год. В других случаях, конечно, могут получиться и иные результаты, но все же большей частью экономические преимущества остаются за противоточными аппаратами.

2-7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНИХ ТЕМПЕРАТУР РАБОЧИХ СРЕД

Определение средних температур рабочих сред имеет в тепловом расчете теплообменных аппаратов весьма важное значение, так как расчетные значения коэффициентов теплопередачи обычно вычисляются при средних температурах рабочих сред. Точное вычисление средней температуры рабочей среды вдоль поверхности теплообмена представляет достаточно сложную задачу, и потому в расчетах большей частью ограничиваются нахождением приближенных значений t_{cp} .

Вообще понятие средней температуры рабочей среды t_{cp} вдоль поверхности теплообмена F определяется основным интегральным соотношением

$$t_{cp} = \frac{1}{F} \int_0^F t dF, \quad (2-34)$$



Фиг. 2-24. Графическое определение средней температуры рабочей среды вдоль поверхности теплообмена.

которое надежно может быть вычислено при наличии непрерывного ряда локальных значений t на различных участках поверхности F . Если изменение температуры вдоль поверхности теплообмена задано графически (см., например, фиг. 2-24), то интеграл правой части уравнения (2-34) определится величиной заштрихованной на фиг. 2-24 площади $OabF$, причем средняя

температура t_{cp} графически представится высотой прямоугольника $OmnF$, равновеликого с этой площадью. К подобного рода графическим вычислениям прибегают, однако, сравнительно редко, а большей частью пользуются одним из приемов приближенного аналитического определения t_{cp} .

При этом достаточно определить среднюю температуру одной из рабочих сред (t_{1cp} или t_{2cp}), так как среднюю температуру другой среды легко найти из равенства (2-13):

$$t_{1cp} - t_{2cp} = \Delta t_{cp}.$$

Простейшим случаем является определение средней температуры рабочей среды при условии постоянства температуры другой среды (например, в паро-жидкостных подогревателях по схеме изменения температур на фиг. 2-8,а). Здесь достаточно ограничиться вычислением Δt_{cp} по общей формуле (2-16) и затем воспользоваться соотношением (2-13).

При одновременном изменении температур обеих рабочих сред в первом приближении среднюю температуру можно опре-

делять как среднеарифметическую величину, т. е. принимать приближенно

$$t_{cp} = \frac{t' + t''}{2}. \quad (2-35)$$

Применение этого способа дает, вообще говоря, неточные результаты и нередко ведет к нарушению соотношения (2-13), но допустимо при $\frac{\Delta t_c}{\Delta t_m} < 2$, когда достаточно точные результаты при вычислении Δt_{cp} дает простая формула (2-17).

Формула (2-35) применима также в тех случаях, когда $R = \frac{\alpha t_1}{\beta t_2} = 1$.

С. М. Богатков рекомендует для вычисления средних температур рабочих сред (при постоянных теплоемкостях) следующие более точные формулы:

а) при прямом токе

$$t_{1cp} = \frac{R(t_2' + \Delta t_{cp}) + t_1'}{R + 1}; \quad (2-36)$$

$$t_{2cp} = \frac{Rt_2' + t_1' - \Delta t_{cp}}{R + 1}; \quad (2-37)$$

б) при противотоке (если $R \neq 1$)

$$t_{1cp} = \frac{R(t_2'' + \Delta t_{cp}) - t_1'}{R - 1}; \quad (2-38)$$

$$t_{2cp} = \frac{Rt_2'' - t_1' + \Delta t_{cp}}{R - 1}. \quad (2-39)$$

В. М. Рамм рекомендует (в тех случаях, когда значения коэффициента теплопередачи сравнительно мало изменяются в зависимости от температуры) при противотоке среднюю температуру рабочей среды с *меньшим* температурным перепадом Δt определять как среднеарифметическую, а среднюю температуру другой среды находить по соотношению (2-13).

При прямом токе такой прием дает менее точные результаты, и лучше пользоваться формулами (2-36) и (2-37), кроме случая, когда $\frac{\Delta t_c}{\Delta t_m} < 2$, т. е. когда допустимо употребление среднеарифметической Δt_{cp} .

Для аппаратов смешанного и перекрестного тока вопрос об определении средней температуры рабочих сред изучен еще недостаточно. В первом приближении здесь можно пользоваться указанным выше способом В. М. Рамма для противоточных аппаратов.

Пример 2-8. Определить средние температуры рабочих сред по условию примера 2-2 для случаев прямого тока и противотока.

1-й случай — аппарат прямого тока

Здесь мы имели (см. пример 2-2):

$$350^\circ \text{C} \longrightarrow 150^\circ \text{C};$$

$$20^\circ \text{C} \longrightarrow 120^\circ \text{C};$$

$$R = \frac{\delta t_1}{\delta t_2} = \frac{350 - 150}{120 - 20} = 2; \quad \Delta t_{cp} = 125^\circ \text{C}.$$

По формуле (2-36) находим:

$$t_{1cp} = \frac{2(20 + 125) + 350}{2 + 1} = 213^\circ \text{C};$$

$$t_{2cp} = t_{1cp} - \Delta t_{cp} = 213 - 125 = 88^\circ \text{C},$$

что совпадает со значением t_{2cp} , вычисленным по формуле (2-37).

При вычислении среднеарифметических значений мы получили бы соответственно 250° и 70°C , что не совпадает с ранее выполненным более точным расчетом и противоречит соотношению (2-13) для Δt_{cp} .

2-й случай — противоточный аппарат

Здесь мы имели (см. пример 2-2):

$$350^\circ \text{C} \longrightarrow 150^\circ \text{C};$$

$$120^\circ \text{C} \longleftarrow 20^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_{cp} = 175^\circ \text{C}.$$

По формуле (2-38) находим:

$$t_{1cp} = \frac{2(120 + 175) - 350}{2 - 1} = 240^\circ \text{C};$$

$$t_{2cp} = 240 - 175 = 65^\circ \text{C},$$

что мало отличается от среднеарифметических значений (здесь $\frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{\mu}} < 2$).

2-8. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ АНАЛИТИЧЕСКИМ ПУТЕМ

а) Постановка вопроса

Определение коэффициентов теплопередачи для теплообменных аппаратов является важнейшим элементом всего теплового расчета. Оно основано на использовании данных учения о теплообмене, получившего надлежащее методическое развитие лишь за последние годы. В технической литературе еще теперь часто встречаются устаревшие данные по теплопередаче, не соответствующие современному состоянию учения о теплообмене. Поэтому при определении коэффициентов теплопередачи очень важное значение приобретают отбор наиболее надежных, научно

обоснованных данных из области современного учения о теплообмене и критический подход к используемым эмпирическим соотношениям.

Учение о теплообмене и его инженерно-технические приложения наиболее широкое плодотворное развитие получили в СССР. Акад. М. В. Кирпичевым создана школа, работа которой развивалась главным образом в направлении изучения физической сущности процессов теплообмена и работы тепловых устройств. Многие из работ этой школы определяют собой направление дальнейшего развития учения о теплообмене. Из них особенно большое значение имеют работы по теориям подобия и теплового моделирования, которые открыли широкие возможности в части обобщения опытных данных и изучения рабочих процессов в теплообменных аппаратах. Лучшая сводка результатов этих работ дана в учебнике проф. М. А. Михеева „Основы теплопередачи“ (Госэнергоиздат, 1949).

Отсылая читателей для подробного рассмотрения вопросов, связанных с современным учением о теплообмене, к упомянутой книге М. А. Михеева, мы ограничимся здесь приведением в краткой форме лишь некоторых основных данных по вычислению коэффициентов теплопередачи, имеющих справочный характер.

б) Коэффициент теплопередачи при чистой поверхности теплообмена. Термические сопротивления

В простейшем случае при однослойной *плоской* стенке (что соответствует незагрязненной поверхности теплообмена) величина коэффициента теплопередачи определяется основным общеизвестным соотношением:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{R_0} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}, \quad (2-40)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячей рабочей среды к стенке, *ккал/м² час град*;

δ — толщина стенки поверхности теплообмена, *м*;

λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, *ккал/м час град*;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к холодной рабочей среде, *ккал/м² час град*.

Уравнению (2-40) можно придать иную форму, если воспользоваться понятием о термическом сопротивлении R как о величине, обратной коэффициенту теплопередачи. Общее термическое сопротивление для незагрязненной стенки

$$R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2, \quad (2-41)$$

где $R_1 = \frac{1}{\alpha_1}$ — термическое сопротивление на участке теплоотдачи от горячей среды к стенке;

$R_{cm} = \frac{\delta}{\lambda}$ — термическое сопротивление стенки;

$R_2 = \frac{1}{\alpha_2}$ — термическое сопротивление на участке теплоотдачи от стенки к холодной среде.

Таким образом, согласно уравнению (2-41) общее термическое сопротивление равно сумме частных термических сопротивлений. Для частных термических сопротивлений можно написать следующие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{1}{\alpha_1} = \frac{t_1 - t'_{cm}}{q} = \frac{\Delta t_1}{q}; \\ R_{cm} &= \frac{\delta}{\lambda} = \frac{t'_{cm} - t''_{cm}}{q} = \frac{\Delta t_{cm}}{q}; \\ R_2 &= \frac{1}{\alpha_2} = \frac{t''_{cm} - t_2}{q} = \frac{\Delta t_2}{q} \end{aligned} \right\} \quad (2-42)$$

где Δt_1 , Δt_{cm} и Δt_2 — частные разности температур на различных участках передачи тепла.

Использование понятия о термических сопротивлениях, как это показано ниже, оказывается методически весьма удобным. Представляет поэтому интерес выяснить смысл этой величины. В соответствии с уравнением теплообмена (2-10) имеем:

$$Q = k\Delta t F \text{ ккал/час,}$$

откуда

$$R = \frac{1}{k} = \frac{\Delta t}{Q/F} = \frac{\Delta t}{q} \text{ м}^2 \text{ час град/ккал,} \quad (2-43)$$

где $q = \frac{Q}{F}$ — удельная тепловая нагрузка или тепловое напряжение поверхности теплообмена, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$.

Как видим, при $q = 1 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ получается:

$$R = \Delta t,$$

т. е. термическое сопротивление представляет собой разность температур, соответствующую единичному тепловому напряжению поверхности теплообмена. В этом заключается физический смысл понятия термического сопротивления.

Для более сложного случая теплопередачи через цилиндрическую стенку имеют место следующие соотношения:

1. Тепловая нагрузка поверхности теплообмена

$$Q = k^* \Delta t L \text{ ккал/час,} \quad (2-44)$$

где k^* — коэффициент теплопередачи, отнесенный к единице длины трубы, ккал/м час град ;

L — длина цилиндрической трубы, м.

2. Линейное тепловое напряжение

$$q^* = \frac{Q}{L} \text{ ккал/м час.} \quad (2-45)$$

3. Линейный коэффициент теплопередачи (для однослойной стенки)

$$k^* = \frac{1}{\frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_n}{d_{en}} + \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2}} \text{ ккал/м час град,} \quad (2-46)$$

где d_1 — диаметр трубы со стороны горячей рабочей среды; d_2 — то же, но со стороны холодной рабочей среды; d_n и d_{en} — соответственно внешний (наружный) и внутренний диаметры трубы.

Очевидно, что при направлении теплового потока от внутренней поверхности трубы к внешней оказывается: $d_1 = d_{en}$ и $d_2 = d_n$. При противоположном направлении теплового потока $d_1 = d_n$ и $d_2 = d_{en}$.

4. Общее линейное термическое сопротивление (при не загрязненной однослойной стенке) также равно сумме частных термических сопротивлений:

$$R_0^* = R_1^* + R_{cm}^* + R_2^*, \quad (2-47)$$

где частные термические сопротивления:

$$\left. \begin{aligned} R_1^* &= \frac{1}{\pi d_1 \alpha_1} = \frac{\Delta t_1}{q^*}, \\ R_{cm}^* &= \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_n}{d_{en}} = \frac{\Delta t_{cm}}{q^*}, \\ R_2^* &= \frac{1}{\pi d_2 \alpha_2} = \frac{\Delta t_2}{q^*}. \end{aligned} \right\} \quad (2-48)$$

При расчетах наиболее распространенных трубчатых теплообменных аппаратов, строго говоря, следует пользоваться уравнением (2-46) для коэффициента теплопередачи при цилиндрической стенке. Однако при известных условиях можно пользоваться и более простым уравнением (2-40) для коэффициента теплопередачи при плоской стенке. При этом полагают

$$Q = k\Delta t \pi d_p L \text{ ккал/час,} \quad (2-49)$$

принимая толщину стенки равной

$$\delta = \frac{1}{2}(d_n - d_{en}). \quad (2-50)$$

Если при этом коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 являются величинами одного порядка, то в уравнении (2-49) в качестве расчетного диаметра d_p принимают среднеарифметическое значение между внешним и внутренним диаметрами трубы:

$$d_p = \frac{1}{2}(d_n + d_{en}). \quad (2-51)$$

Если же коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 численно существенно различны, то в качестве расчетного диаметра d_p следует принимать диаметр со стороны участка теплообмена с меньшим значением коэффициента теплоотдачи (при $\alpha_1 \gg \alpha_2$ принимают $d_p = d_2$, а при $\alpha_1 \ll \alpha_2$ принимают $d_p = d_1$).

Расчет трубчатых теплообменников по формулам плоской стенки можно надежно проводить при $\frac{d_n}{d_{en}} < 1,5$, когда погрешность расчета не превышает 2—3%.

Пример 2-9. Определить тепловую нагрузку трубки паро-водяного подогревателя длиной $L = 3$ м и диаметром $d = 30/33$ мм (материал трубки — сталь при $\lambda = 50$ ккал/м час град), если трубка снаружи обогревается водяным паром ($\alpha_1 = 8000$ ккал/м² час град), а внутри трубки нагревается вода ($\alpha_2 = 4000$ ккал/м² час град). Средняя разность температур $\Delta t = 12^\circ$ С.

1. Расчет по формулам цилиндрической стенки

Частные термические сопротивления по формулам (2-48) составляют:

$$R_1^* = \frac{1}{8000 \cdot \pi \cdot 0,033} = 1210 \cdot 10^{-6};$$

$$R_{cm}^* = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 50} 2,3 \lg \frac{0,033}{0,030} = 300 \cdot 10^{-6};$$

$$R_2^* = \frac{1}{4000 \cdot \pi \cdot 0,03} = 2650 \cdot 10^{-6}.$$

Общее термическое сопротивление

$$R_0^* = R_1^* + R_{cm}^* + R_2^* = 4160 \cdot 10^{-6}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k_0^* = \frac{1}{R_0^*} = 240 \text{ ккал/м час град}.$$

Тепловая нагрузка определится по формуле (2-44):

$$Q = 240 \cdot 12 \cdot 3 = 8650 \text{ ккал/час}.$$

2. Расчет по формулам плоской стенки

Частные термические сопротивления определим по формулам (2-42):

$$R_1 = \frac{1}{8000} = 125 \cdot 10^{-6};$$

$$R_{cm} = \frac{0,0015}{50} = 30 \cdot 10^{-6};$$

$$R_2 = \frac{1}{4000} = 250 \cdot 10^{-6}.$$

Общее термическое сопротивление

$$R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2 = 405 \cdot 10^{-6}.$$

Коэффициент теплопередачи

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = 2470 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

Расчетный диаметр (для случая соизмеримых по величине значений α_1 и α_2) определим по формуле (2-51):

$$d_p = \frac{0,033 + 0,030}{2} = 0,0315 \text{ м}.$$

Тепловая нагрузка по формуле (2-49) составит:

$$Q = 2470 \cdot 12 \cdot \pi \cdot 0,0315 \cdot 3 = 8800 \text{ ккал/час}.$$

Как видим, расхождение здесь составляет менее 1,8%, что позволяет заключить о возможности пользования при расчетах трубчатых аппаратов (если $d_n/d_{en} < 1,5$) более простыми формулами теплообмена — для случая плоской стенки.

в) Анализ основного соотношения для коэффициента теплопередачи. Расчет температуры стенок

Как установлено выше, основными расчетными соотношениями для коэффициента теплопередачи и термического сопротивления являются выражения для однослойной плоской стенки (2-40) и (2-41).

При выполнении тепловых расчетов и анализе конструкций теплообменных аппаратов чрезвычайно большое значение приобретает понимание смысла этих основных соотношений. В связи с этим необходимо их проанализировать.

1. Общее термическое сопротивление R_0 равно сумме частных термических сопротивлений. Поэтому общее термическое сопротивление всегда больше любого из частных термических сопротивлений, а соответственно этому коэффициент теплопередачи всегда меньше любого из коэффициентов теплоотдачи. Следовательно,

$$k_0 < \alpha_1 \text{ и } k_0 < \alpha_2,$$

причем, очевидно, также, что

$$k_0 < a_{\min}$$

2. Из сказанного следует, что величина коэффициента теплопередачи k_0 определяется главным образом значением *наименьшего* из коэффициентов теплоотдачи (a_{\min}). Поэтому в первую очередь необходимо обращать внимание на условия теплообмена именно на том участке, где имеет место a_{\min} , намечая мероприятия по повышению его значений. Сколь угодно значительное повышение другого коэффициента теплоотдачи (a_{\max}) при сохранении относительно малых значений a_{\min} не отразится существенно на увеличении k_0 .

Наибольшее частное термическое сопротивление

$$R_{\max} = \frac{1}{a_{\min}}$$

в дальнейшем будем называть основным термическим сопротивлением.

3. Если один из коэффициентов теплоотдачи значительно меньше другого, то коэффициент теплопередачи приближенно равен этому меньшему коэффициенту теплоотдачи.

Так, например, если $a_1 \ll a_2$, то $k_0 \approx a_1$, а также если $a_1 \gg a_2$, то $k_0 \approx a_2$.

При этом общее термическое сопротивление численно равно основному (наибольшему) частному термическому сопротивлению: $R_0 \approx R_{\max}$.

4. Термическое сопротивление чистой металлической стенки ($R_{cm} = \frac{\delta}{\lambda}$) во многих случаях (особенно в теплообменных аппаратах малой интенсивности) относительно невелико. Поэтому без ущерба для точности расчета в этих случаях можно полагать $R_{cm} = 0$, и тогда формула (2-40) принимает вид:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2}} = \frac{a_1 \cdot a_2}{a_1 + a_2} \quad (2-52)$$

5. Термические сопротивления на отдельных участках прямо пропорциональны соответствующим разностям температур. Это важное обстоятельство позволяет получить простые соотношения для определения характерных граничных температур на отдельных участках процесса теплообмена.

Так, в соответствии с уравнениями (2-10) и (2-42) можно написать для температур поверхности чистой стенки:

а) со стороны первичной рабочей среды

$$t'_{cm} = t_1 - \frac{R_1}{R_0} \Delta t; \quad (2-53)$$

б) со стороны вторичной рабочей среды

$$t''_{cm} = t_2 + \frac{R_2}{R_0} \Delta t. \quad (2-54)$$

Аналогичные соотношения имеют место и для более сложных случаев теплообмена.

Значения температур стенки просто и наглядно определяются графическим путем. Если по оси абсцисс (фиг. 2-25) отложить в масштабе последовательно значения R_1 , R_{cm} и R_2 , а по оси ординат — значения температур, то график для определения промежуточных температур при заданных граничных температурах рабочих сред t_1 и t_2 представится прямой AB .

Температура стенки со стороны горячей среды t'_{cm} , как это видно из фиг. 2-25, определится отрезком CC' , а величина t''_{cm} — соответственно отрезком DD' .

Поясним все сказанное числовыми примерами. Рассмотрим случай подогрева воды горячими газами при $a_1 = 40$ ккал/м² час град и $a_2 = 5000$ ккал/м² час град (теплообменный аппарат малой интенсивности), толщине стальной стенки $\delta = 2$ мм и $\lambda = 40$ ккал/м час град.

Расчетные температуры: первичной среды $t_1 = 150^\circ \text{C}$ и вторичной $t_2 = 70^\circ \text{C}$.

Получаем:

$$R_1 = \frac{1}{a_1} = \frac{1}{40} = 25\,000 \cdot 10^{-6};$$

$$R_{cm} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,002}{40} = 50 \cdot 10^{-6};$$

$$R_2 = \frac{1}{a_2} = \frac{1}{5\,000} = 200 \cdot 10^{-6}.$$

Следовательно,

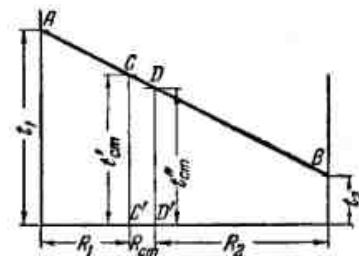
$$R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2 = 25\,250 \cdot 10^{-6}$$

и соответственно

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = 39,6 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

При этом

$$R_1 : R_{cm} : R_2 = 0,990 : 0,002 : 0,008,$$



Фиг. 2-25. Графическое определение температур стенок.

т. е. основным термическим сопротивлением является величина R_1 , относящаяся к участку теплообмена от газа к стенке:

$$R_1 = 0,99R_0.$$

Как видим, $k \approx a_1$, и термическое сопротивление стенки практически на величину k влияния не оказывает.

Если повысить вдвое величину a_2 , то получим:

$$R_0 = (25\,000 + 50 + 100) \cdot 10^{-6} = 25\,150 \cdot 10^{-6}$$

и

$$k_0 = 39,8 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

т. е. величина k_0 почти не изменила своего значения.

Если же обратить внимание на участок *основного* термического сопротивления и достичь, например, $a_1 = 60 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$, то получим: $k_0 = 59,1 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$, что указывает на значительное повышение производительности аппарата (на 50%).

Температуры поверхности стенок в соответствии с формулами (2-53) и (2-54) составят:

$$t'_{cm} = 150 - \frac{25\,000}{25\,250} (150 - 70) = 70,8^\circ \text{C};$$

$$t''_{cm} = 70 + \frac{200}{25\,250} (150 - 70) = 70,6^\circ \text{C},$$

т. е. температура стенки по всей ее толщине в данном случае сохраняет почти одинаковое значение (что соответствует условию $R_{cm} = 0$), причем значение это очень близко к величине t_2 .

Рассмотрим теперь случай подогрева воды конденсирующимся водяным паром в теплообменном аппарате высокой интенсивности при $a_1 = 10\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$ (все другие величины сохраняют прежнее значение).

Найдем:

$$R_1 = \frac{1}{10\,000} = 100 \cdot 10^{-6};$$

$$R_{cm} = \frac{0,002}{40} = 50 \cdot 10^{-6};$$

$$R_2 = \frac{1}{5\,000} = 200 \cdot 10^{-6}.$$

Следовательно,

$$R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2 = 350 \cdot 10^{-6}$$

и соответственно

$$k_0 = \frac{1}{R_0} = 2\,850 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

При этом

$$R_1 : R_{cm} : R_2 = 0,285 : 0,143 : 0,572,$$

т. е. основным термическим сопротивлением здесь становится уже величина $R_2 = 0,572 R_0$, а потому наибольшее значение приобретают мероприятия, связанные с увеличением коэффициента теплоотдачи a_2 .

Если пренебречь здесь величиной R_{cm} , то по формуле (2-52) получаем:

$$k_0 = \frac{10\,000 \cdot 5\,000}{10\,000 + 5\,000} = 3\,330 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

Расхождение с ранее вычисленным значением k_0 составляет здесь около 15%, что дает уже заметную погрешность. Поэтому в аппаратах высокой интенсивности теплообмена пренебрегать величиной термического сопротивления стенки не следует.

Температуры поверхности стенок

$$t'_{cm} = 150 - \frac{100}{350} (150 - 70) = 127,2^\circ \text{C}$$

и

$$t''_{cm} = 70 + \frac{200}{350} (150 - 70) = 115,7^\circ \text{C}$$

в этом случае заметно различаются ($\Delta t_{cm} = 11,5^\circ \text{C}$), что связано с относительно существенной величиной термического сопротивления стенки $R_{cm} = 0,143 R_0$.

Таким образом, в различных частных случаях теплообмена имеют место различные соотношения между частными термическими сопротивлениями, а величина коэффициента теплопередачи определяется разными преобладающими факторами. Приведенные выше примеры имели целью пояснить методику анализа условий теплопередачи на основе понятий о термических сопротивлениях. Такой анализ необходимо выполнять во всех случаях при тепловых расчетах, связанных с проектированием новых или рационализацией работы действующих теплообменных аппаратов.

г) *Коэффициент теплопередачи при загрязненной поверхности нагрева. Коэффициент использования поверхности теплообмена*

В производственных условиях стенки теплообменных аппаратов загрязняются различного рода отложениями, зависящими от свойств рабочих сред и условий эксплуатации аппаратов.

Поэтому при выполнении тепловых расчетов всегда необходимо учитывать некоторое загрязнение поверхности теплообмена, уменьшающее числовые значения коэффициентов теплопередачи.

Среди различных приемов учета влияния загрязнения поверхности теплообменных аппаратов аналитическим путем можно отметить две основные группы способов:

1) непосредственный учет термического сопротивления загрязнений R_z ;

2) косвенный учет влияния загрязнений путем введения коэффициента использования поверхности теплообмена φ .

1. Непосредственный учет термического сопротивления загрязнений R_z сводится к использованию соотношений для полного термического сопротивления:

$$R = R_0 + R_z = R_0 + \frac{\delta_z}{\lambda_z}, \quad (2-55)$$

где R_0 — термическое сопротивление при чистой стенке;

δ_z — толщина слоя загрязнений;

λ_z — коэффициент теплопроводности материала загрязнений.

При этом расчетный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений определится по формуле

$$k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{\delta_z}{\lambda_z}} = \frac{k_0}{1 + k_0 \frac{\delta_z}{\lambda_z}}, \quad (2-56)$$

где $k_0 = \frac{1}{R_0}$ — коэффициент теплопередачи при чистой стенке, определяемый по уравнению (2-40).

Как видно из уравнения (2-56), одинаковые загрязнения поверхности теплообмена различно влияют на интенсивность теплообмена в зависимости от числовых значений величин k_0 . Нетрудно установить, что аппараты высокой интенсивности теплообмена гораздо более чувствительны к загрязнениям, чем малой. Сказанное наглядно поясняется графиками (фиг. 2-26), где кривая 1 относится к величине $k_0 = 2500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$, а 2 — к величине $k_0 = 500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$.

При толщине осадка $\delta_z = 1 \text{ мм}$ и коэффициенте теплопроводности его $\lambda_z = 1 \text{ ккал/м час град}$ в первом случае (для теплообменника высокой интенсивности) величина k уменьшается более чем втрое, а во втором для теплообменника малой интенсивности — всего лишь на 33%.

Однако при выборе значений δ_z и λ_z обычно возникают затруднения, не позволяющие установить эти величины с достаточной надежностью. Чаще всего эти значения приходится вы-

бирать произвольно, без учета конкретных условий работы аппаратов и не основываясь на обобщении опытных данных. Вследствие этого получаемые здесь результаты в большинстве случаев нельзя признать сколько-нибудь надежными.

Надежность такого расчета повышается лишь при использовании опытных данных о количестве и свойствах загрязнений, полученных при заводских испытаниях тепловой аппаратуры. Но получение таких данных весьма затруднительно, и потому рекомендовать пользоваться приемом непосредственного учета термического сопротивления загрязнений не приходится.

2. Второй способ учета влияния загрязнений — путем введения коэффициента использования поверхности теплообмена φ — предлагается для промышленных тепловых аппаратов по аналогии с методикой, принятой при тепловых расчетах котельных агрегатов.

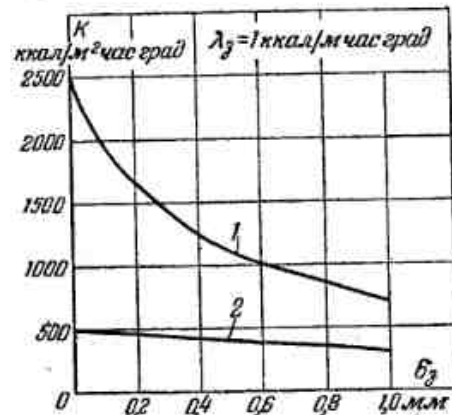
Принимают, что

$$k = \varphi k_0, \quad (2-57)$$

причем числовые значения φ принимаются на основании опытных данных по материалам заводских наблюдений по определенным группам тепловых аппаратов. Получение таких опытных данных в заводских условиях не составляет затруднений, и многие промышленные отрасли такими данными располагают. При этом значения коэффициента использования φ учитывают не только влияние загрязнения поверхности теплообмена, но и гидродинамические условия движения теплоносителей (влияние застойных зон, дополнительных завихрений потоков и т. п.).

Можно указать, что в большинстве случаев для аппаратов, не требующих частой очистки, $\varphi = 0,7 - 0,8$.

Эти наиболее вероятные значения φ относятся нередко в одинаковой мере и к аппаратам высокой интенсивности и к аппаратам малой интенсивности теплообмена, хотя и отражают, конечно, различные условия их работы. В отдельных частных случаях возможны и другие значения φ ; выбор этих величин следует производить в увязке с имеющимися в различных промышленных отраслях опытными данными.



Фиг. 2-26. Снижение коэффициента теплопередачи при загрязнении поверхности теплообмена осадком.

1 — теплообменник повышенной интенсивности теплообмена; 2 — аппарат малой интенсивности теплообмена.

При выбранном значении φ полное термическое сопротивление составит:

$$R = \frac{R_0}{\varphi} = R_0 + R_3,$$

откуда

$$R_3 = \frac{1-\varphi}{\varphi} R_0. \quad (2-58)$$

Необходимо иметь в виду, что загрязнение поверхности теплообмена изменяет значения температур стенки t'_{cm} и t''_{cm} по сравнению со случаем чистой стенки. Наибольшую опасность при этом представляют случаи работы теплообменных аппаратов при больших разностях температур и отложении загрязнений со стороны вторичной (холодной) рабочей среды. В этих случаях может иметь место значительный перегрев стенок аппарата.

По аналогии с формулой (2-53) здесь можно получить расчетное соотношение

$$t'_{cm} = t_1 - \frac{R_1}{R} (t_1 - t_2) = t_1 - \varphi \frac{R_1}{R_0} (t_1 - t_2), \quad (2-59)$$

откуда видно, что значения t'_{cm} теперь получаются выше, чем при вычислении по формуле (2-53).

Так, например, при $t_1 = 600^\circ\text{C}$, $t_2 = 100^\circ\text{C}$ и $\frac{R_1}{R_0} = 0,9$ для чистой поверхности теплообмена по формуле (2-53) находим:

$$t'_{cm} = 600 - 0,9 \cdot 500 = 150^\circ\text{C},$$

а для загрязненной поверхности (со стороны вторичной среды) при $\varphi = 0,7$ по формуле (2-59)

$$t'_{cm} = 600 - 0,63 \cdot 500 = 285^\circ\text{C},$$

что указывает на значительное увеличение температуры стенки.

д) Порядок расчета коэффициентов теплопередачи

В соответствии с изложенными выше методическими предположениями коэффициенты теплопередачи теплообменных аппаратов рекомендуется вычислять в следующем порядке:

1. Вычисление частных термических сопротивлений R_1 , R_{cm} , R_2 для различных участков передачи тепла.

2. Определение общего термического сопротивления R_0 и коэффициента теплопередачи $k_0 = \frac{1}{R_0}$ при условии чистой стенки.

3. Выбор коэффициента использования поверхности теплообмена φ и вычисление в случае надобности соответствующего

значения термического сопротивления загрязнения R_3 по формуле (2-58).

4. Определение расчетного значения коэффициента теплопередачи с учетом загрязнения поверхности теплообмена по формуле (2-57):

$$k = \varphi k_0.$$

В некоторых случаях (например, при изменении агрегатного состояния рабочей среды) значения коэффициентов теплоотдачи и соответствующих им частных термических сопротивлений зависят от теплового напряжения поверхности теплообмена

$$q = k \Delta t \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

которое заранее неизвестно. В таких случаях следует пользоваться расчетом по методу последовательных приближений, задаваясь предварительно значениями тепловых напряжений и сопоставляя затем с ними полученные результаты (см. расчет в примере 2-18).

При этом можно рекомендовать, кроме того, использование графоаналитического расчета с построением нагрузочной характеристики теплообменного аппарата. Нагрузочной характеристикой аппарата называется график изменения средней разности температур в зависимости от теплового напряжения поверхности теплообмена, т. е. график зависимости $\Delta t = f(q)$, общий вид которого показан на фиг. 2-27. Этот график нетрудно построить по точкам для нескольких (обычно трех-четырех) значений q и затем по известной для данного случая величине Δt_a найти соответственно q_a , после чего определяется расчетное значение коэффициента теплопередачи:

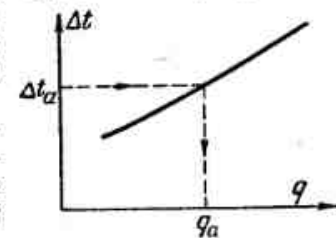
$$k = \frac{q_a}{\Delta t_a}. \quad (2-60)$$

Построение и использование нагрузочной характеристики теплообменного аппарата приводятся в примере 2-18.

2-9. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ ПО КОНВЕКТИВНОМУ ТЕПЛООБМЕНУ

А. Классификация явлений конвективного теплообмена

В тепловых расчетах теплообменных устройств наибольшее значение имеют явления конвективного теплообмена. Как известно, различают два основных вида конвекции, отличающихся механизмом переноса тепла и интенсивностью теплообмена:



Фиг. 2-27. Нагрузочная характеристика теплообменного аппарата.

1) теплоотдача при вынужденном движении жидкости или вынужденная конвекция;

2) теплоотдача при свободном движении жидкости или свободная конвекция.

Явления вынужденной конвекции в свою очередь разделяются на частные случаи в зависимости от гидродинамического режима движения теплоносителя. Так, например, при движении потока вдоль канала различают:

а) вынужденную конвекцию при развитом турбулентном движении теплоносителя ($Re > 10\,000$);

б) вынужденную конвекцию при ламинарном движении теплоносителя ($Re < 2\,300$);

в) вынужденную конвекцию при промежуточном характере движения теплоносителя ($2\,300 < Re < 10\,000$).

Кроме того, принято различать частные случаи конвективного теплообмена в связи с особенностями омывания теплоносителем поверхности теплообмена. Так, различают, например, кроме продольного омывания поверхности канала, случаи поперечного омывания одиночной трубы или трубного пучка и т. п. В этих случаях признаки перехода из одного режима в другой будут уже иными.

Явления свободной конвекции также различаются в зависимости от гидродинамических условий процесса (режимы ламинарный, локонообразный, вихревой).

Ниже приводится краткий обзор расчетных формул, относящихся к различным частным случаям конвективного теплообмена. Эти вопросы подробно изучаются в курсах теплопередачи и имеют очень важное значение в деле рационального проектирования теплообменных устройств.

Кроме перечисленных частных случаев конвективного теплообмена, при расчетах теплообменных аппаратов важное значение имеют явления теплоотдачи при изменении агрегатного состояния рабочей среды (конденсация паров, кипение жидкостей). Здесь приводятся поэтому также краткие сведения по теплоотдаче при конденсации паров.

Данные о теплоотдаче при кипении жидкостей рассматриваются ниже, в гл. 5.

Б. Общий вид критериальных уравнений и расчетных формул при конвективном теплообмене

Как известно из курса теплопередачи, единственно надежными количественными соотношениями в области конвективного теплообмена являются в настоящее время эмпирические уравнения, полученные на основе выводов теории подобия. Такие эмпирические уравнения составляются в форме зависимостей между

безразмерными критериями подобия, характерными для различных частных случаев явлений теплообмена.

Таким образом, тепловые расчеты в области конвективного теплообмена строятся на эмпирических критериальных уравнениях, ограниченных в своем применении конкретными условиями, имевшими место при проведении опытов.

Для явлений теплоотдачи при вынужденной конвекции критериальные уравнения имеют общий вид:

$$Nu = c \cdot Re^n \cdot Pr^m \left(\frac{l}{d}\right)^k,$$

а для явлений при свободной конвекции

$$Nu = c (Gr \cdot Pr)^n.$$

В этих уравнениях обозначают

$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$ — критерий Нуссельта, характеризующий условия теплообмена на границе между стенкой и жидкостью;

$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$ — критерий Рейнольдса, характеризующий гидродинамический режим вынужденного движения жидкости;

$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta \Delta t$ — критерий Грасгофа, характеризующий гидродинамический режим свободного движения жидкости;

$Pr = 3\,600 \frac{\gamma}{\lambda} c \gamma$ — критерий Прандтля, характеризующий физические свойства жидкости;

l, d — характерные линейные размеры поверхности теплообмена (например, длина трубок, их диаметр и т. п.).

Напомним также обозначения физических констант рабочих сред, входящих в выражения критериев подобия:

λ — коэффициент теплопроводности, *ккал/м час град*;

ν — коэффициент кинематической вязкости, *м²/сек*;

β — коэффициент объемного расширения, *1/град*;

c — теплоемкость, *ккал/кг град*;

γ — удельный вес, *кг/м³*.

Для случаев теплоотдачи при изменении агрегатного состояния теплоносителя критериальные уравнения содержат также другие критерии подобия, которые будут указаны ниже.

Кроме основных критериальных уравнений, следует еще отметить расчетные формулы теплоотдачи, в которых в явной форме выражается величина коэффициента теплоотдачи α .

В общем случае при этом

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{d}, \quad (2-61)$$

и таким образом, расчетные формулы для α в различных частных случаях имеют различный вид. Существенным достоинством таких расчетных формул является возможность конкретного анализа факторов, влияющих на интенсивность теплоотдачи в разных частных случаях. Такой анализ является основой для выбора мероприятий по повышению производительности тепловых аппаратов.

В дальнейшем изложении мы будем рассматривать сначала критериальные уравнения теплоотдачи, а в наиболее важных случаях — и соответствующие расчетные формулы для коэффициента теплоотдачи. Следует помнить, что эти эмпирические уравнения и формулы справедливы лишь при определенных условиях и дают приближенные результаты. По мере развития учения о теплообмене и техники проведения опытов эти уравнения постепенно уточняются. Поэтому всегда необходимо в расчетной практике пользоваться новейшими уравнениями, дающими наиболее надежные результаты.

В. Теплоотдача в вынужденном потоке вдоль каналов

Этот случай теплоотдачи применительно к условиям работы теплообменных аппаратов распространен достаточно широко. Он имеет место в трубном пространстве трубчатых или змеевиковых аппаратов, в межтрубном пространстве теплообменников с продольными перегородками, в элементарных аппаратах типа "труба в трубе" и др.

Как уже указывалось, здесь выбор расчетных уравнений зависит от гидродинамических условий потока. Ниже рассматриваются три ранее отмеченных характерных случая.

1. *При развитом турбулентном движении ($Re > 10\,000$)* рекомендуется пользоваться уравнениями, предложенными В. Н. Тимофеевым (Всесоюзный теплотехнический институт).

Для случая нагревания жидкостей или газов В. Н. Тимофеевым предложено уравнение

$$Nu = 0,0209 Re^{0,8} Pr^{0,45}; \quad (2-62)$$

для охлаждения жидкостей или газов:

$$Nu = 0,0263 Re^{0,8} Pr^{0,35}. \quad (2-63)$$

Уравнения (2-62) и (2-63) справедливы при $Pr = 0,7 - 200$ и когда геометрическая характеристика канала близка к значению $\frac{l}{d} = 150$. Физические свойства жидкости, определяющие значения критериев Nu , Re и Pr этих уравнений, следует находить по средней температуре жидкости.

Подставляя в уравнение (2-62) выражения критериев, получим (для случая нагревания рабочей среды):

$$\frac{\alpha_2 d}{\lambda} = 0,0209 \left(\frac{w d}{\nu} \right)^{0,8} \left(3600 \frac{\nu}{\lambda} c \gamma \right)^{0,45},$$

откуда

$$\alpha_2 = 0,83 \frac{\lambda^{0,55} c^{0,45} \gamma^{0,45}}{\nu^{0,35}} \cdot \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}},$$

или в сокращенной записи:

$$\alpha_2 = A \frac{w^{0,8}}{d^{0,2}}. \quad (2-64)$$

Последнее выражение представляет собой расчетную формулу для коэффициента теплоотдачи в рассматриваемом частном случае (развитое турбулентное движение жидкости или газа вдоль канала).

Как это следует из формулы (2-64), на интенсивность теплообмена в данном случае оказывают влияние следующие факторы:

1) *Физические свойства жидкости или газа*, определяющие величину расчетного коэффициента A формулы (2-64). Коэффициент теплоотдачи увеличивается с увеличением коэффициента теплопроводности жидкости λ , ее теплоемкости c и удельного веса γ и уменьшается с увеличением коэффициента кинематической вязкости ν .

Как показывают подсчеты, значения расчетного коэффициента A для данной жидкости изменяются в зависимости от ее средней (определяющей) температуры t . Для большинства жидкостей при этом влияние температуры характеризуется соотношением

$$A = a + bt + et^2,$$

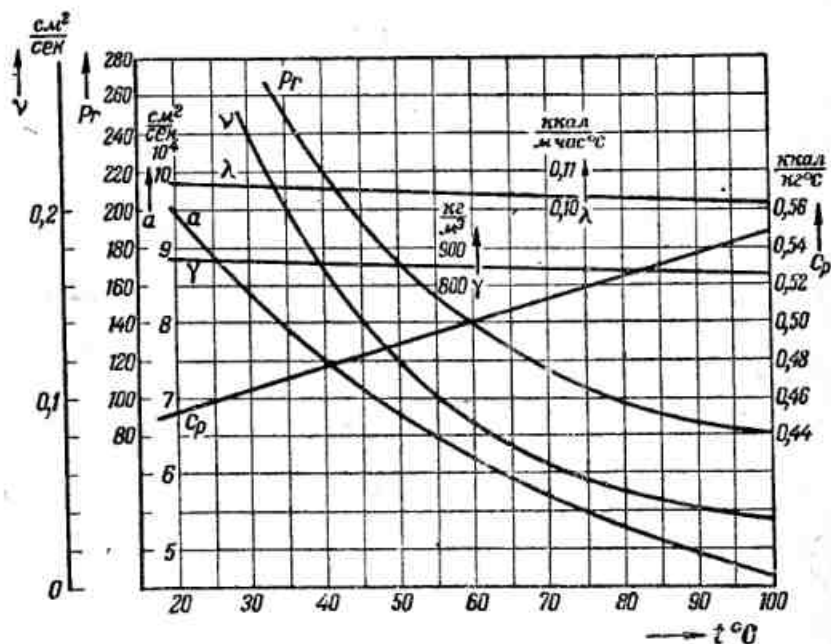
т. е. с повышением средней температуры жидкости значения A и коэффициента теплоотдачи α увеличиваются.

Для газов в противоположность сказанному при повышении средней температуры наблюдается уменьшение значений A и α .

Значения расчетного коэффициента A должны вычисляться в каждом частном случае непосредственно в зависимости от числовых величин λ , c , γ и ν , которые могут быть найдены в имеющейся справочной литературе (см., например, Справочник физических, химических и технологических величин Технической энциклопедии). Очевидно, что эти числовые значения при проектировании теплообменных аппаратов для данной жидкости являются вполне определенными и не могут по желанию проектировщика изменяться.

Вообще выбор физических параметров рабочих сред при расчетах коэффициентов теплоотдачи нередко представляет известные трудности. Для наиболее распространенных рабочих сред — воды и воздуха — физические параметры приводятся в табл. 2-1 и 2-2. На фиг. 2-28 приведены физические параметры трансформаторного масла.

2) *Скорость движения жидкости или газа w* . При повышении скорости величина коэффициента теплоотдачи увеличивается. Поэтому выбор скорости при проектировании аппаратов является очень существенной задачей. Обычно рекомендуется



Фиг. 2-28. Физические параметры для трансформаторного масла V-14.

выбирать оптимальные скорости движения жидкости или газа, обеспечивающие достаточно высокие значения коэффициента теплоотдачи и не вызывающие при этом больших гидравлических сопротивлений.

3) *Диаметр канала d* . При увеличении диаметра канала величина коэффициента теплоотдачи при прочих одинаковых условиях несколько уменьшается. Поэтому с точки зрения повышения интенсивности теплообмена следует выбирать малые значения d . Влияние на величину α изменений d , впрочем, невелико.

Таблица 2-1

Физические параметры воды (на линии насыщения)

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{см}^3}$	$\gamma, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\beta \cdot 10^4, \frac{1}{^\circ\text{град}}$	$c, \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{град}}$	$\lambda, \frac{\text{ккал}}{\text{м} \cdot \text{час} \cdot ^\circ\text{град}}$	$\alpha \cdot 10^4, \frac{\text{м}^2}{\text{час}}$	$\mu \cdot 10^6, \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}}{\text{м}^2}$	$\gamma \cdot 10^6, \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$	Pr
0	1	999,8	-0,63	1,012	0,474	4,7	182,5	1,790	13,7
10	1	999,6	+0,88	1,006	0,494	4,9	133,0	1,300	9,56
20	1	998,2	2,07	1,004	0,515	5,1	102,0	1,000	7,06
30	1	995,6	3,04	1,003	0,531	5,3	81,7	0,805	5,5
40	1	992,2	3,90	1,003	0,545	5,5	66,6	0,659	4,3
50	1	988,0	4,6	1,003	0,557	5,6	56,0	0,556	3,56
60	1	983,2	5,3	1,004	0,567	5,8	48,0	0,479	3,00
70	1	977,7	5,8	1,006	0,574	5,8	41,4	0,415	2,56
80	1	971,8	6,3	1,007	0,580	5,9	36,3	0,366	2,23
90	1	965,3	7,0	1,009	0,585	6,0	32,1	0,326	1,95
100	1,03	958,3	7,5	1,010	0,587	6,1	28,8	0,295	1,75
110	1,46	951,0	8,0	1,012	0,589	6,1	26,0	0,268	1,58
120	2,02	943,1	8,6	1,015	0,590	6,2	23,5	0,244	1,43
130	2,75	934,8	9,2	1,020	0,590	6,2	21,6	0,226	1,32
140	3,68	926,1	9,7	1,025	0,589	6,2	20,0	0,212	1,23
150	4,85	916,9	10,3	1,032	0,588	6,2	18,9	0,202	1,17
160	6,30	907,4	10,8	1,040	0,587	6,2	17,7	0,191	1,10
170	8,08	897,3	11,5	1,048	0,584	6,2	16,6	0,181	1,05
180	10,23	886,9	12,2	1,057	0,580	6,2	15,6	0,173	1,01
190	12,80	876,0	12,9	1,066	0,576	6,2	14,8	0,166	0,97
200	15,86	864,7	13,6	1,078	0,570	6,1	14,1	0,160	0,94
210	19,46	852,8	14,6	1,10	0,563	6,0	13,4	0,154	0,92
220	23,66	840,3	15,6	1,11	0,555	6,0	12,8	0,149	0,90
230	28,53	827,3	16,7	1,12	0,548	6,0	12,2	0,145	0,88
240	34,14	813,6	17,9	1,13	0,540	5,9	11,7	0,141	0,86
250	40,56	799,2	19,4	1,16	0,531	5,7	11,2	0,137	0,86
260	47,87	784,0	21,2	1,18	0,520	5,6	10,8	0,135	0,86
270	56,14	767,9	22,3	1,20	0,507	5,5	10,4	0,133	0,87
280	65,46	750,7	24,0	1,25	0,494	5,3	10,0	0,131	0,89
290	75,92	732,3	25,7	1,30	0,480	5,0	9,6	0,129	0,92
300	87,61	712,5	31,4	1,38	0,464	4,7	9,3	0,128	0,98
310	100,64	690,6	36	1,47	0,446	4,4	9,0	0,128	1,05
320	115,12	667,1	40	1,57	0,425	4,1	8,7	0,128	1,13
330	131,18	640,2	45	1,72	0,402	3,7	8,3	0,127	1,25
340	148,96	609,4	61	1,95	0,376	3,2	7,9	0,127	1,45
350	168,63	572,0	69	2,2	0,344	2,7	7,4	0,127	1,67
360	190,42	524,0	112	2,43	0,306	2,4	6,8	0,127	1,91
370	214,68	448,0	314	2,68	0,252	2,1	5,8	0,127	2,18

Таблица 2-2

Физические параметры для сухого воздуха при $P = 1 \text{ кг/см}^2$

$t, ^\circ\text{C}$	$\gamma, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{ккал/кг град}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{ккал/м час град}$	$\alpha \cdot 10^5, \text{м}^2/\text{час}$	$\mu \cdot 10^6, \text{кг сек/м}^2$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$	Pr
-180	3,685	0,250	0,65	0,705	0,66	1,76	0,900
-150	2,817	0,248	1,00	1,45	0,89	3,10	0,770
-100	1,984	0,244	1,39	2,88	1,20	5,94	0,742
-50	1,534	0,242	1,75	4,73	1,49	9,54	0,726
0	1,365	0,241	1,94	5,94	1,66	11,93	0,724
10	1,252	0,241	2,04	6,75	1,75	13,70	0,723
20	1,206	0,241	2,11	7,24	1,81	14,70	0,722
30	1,164	0,242	2,17	7,66	1,86	15,70	0,722
40	1,127	0,242	2,22	8,14	1,91	16,61	0,722
50	1,092	0,242	2,28	8,65	1,96	17,60	0,722
60	1,056	0,243	2,25	9,14	2,00	18,60	0,722
70	1,025	0,243	2,41	9,65	2,05	19,60	0,722
80	0,996	0,243	2,46	10,18	2,08	20,45	0,722
90	0,968	0,244	2,52	10,65	2,14	21,70	0,722
100	0,942	2,244	2,58	11,25	2,20	22,90	0,722
120	0,916	2,244	2,64	11,80	2,22	23,78	0,722
140	0,870	2,245	2,75	12,90	2,32	26,20	0,722
160	0,827	2,245	2,86	14,10	2,40	28,45	0,722
180	0,789	0,246	2,96	15,25	2,46	30,60	0,722
200	0,755	0,247	3,07	16,50	2,55	33,17	0,722
250	0,723	0,247	3,18	17,80	2,64	35,82	0,722
300	0,653	0,249	3,42	21,2	2,85	42,8	0,722
350	0,596	0,250	3,69	24,8	3,03	49,9	0,722
400	0,549	0,252	3,93	28,4	3,21	57,5	0,722
450	0,508	0,253	4,17	32,4	3,36	64,9	0,722
500	0,450	0,256	4,64	40,0	3,69	80,4	0,722
600	0,400	0,260	5,00	49,1	4,00	98,1	0,723
800	0,325	0,266	5,75	68,0	4,54	137,0	0,725
1 000	0,268	0,272	6,55	89,9	5,05	185,0	0,727
1 200	0,238	0,278	7,27	113,0	5,50	232,5	0,730
1 400	0,204	0,284	8,00	138,0	5,89	282,5	0,736
1 600	0,182	0,291	8,70	165,0	6,28	338,0	0,740
1 800	0,165	0,297	9,40	192,0	6,68	397,0	0,744

При пользовании уравнениями (2-62) и (2-64) необходимо иметь в виду следующие обстоятельства:

а) Значения диаметра канала в случае прямого канала произвольного постоянного сечения заменяются величиной эквивалентного диаметра

$$d_s = \frac{4f}{u}, \quad (2-65)$$

где f — поперечное сечение канала;
 u — активный периметр сечения (поверхности, участвующей в теплообмене).

б) Влияние длины трубы на основании опытов проф. Я. М. Рубинштейна учитывается введением добавочного множителя. При $l/d=50$ этот множитель составляет 1,04; при $l/d=100$ и 200 — соответственно 1,01 и 0,99.

в) В изогнутых каналах (змеевиках, спиралях и т. п.) вследствие дополнительного завихрения потока коэффициент теплоотдачи по сравнению с прямыми каналами несколько увеличивается. В первом приближении при этом можно пользоваться соотношением

$$\alpha_{из} = \left(1 + 1,77 \frac{d}{R}\right) \alpha_{пр}, \quad (2-66)$$

где R — радиус закругления канала.

В последнее время проф. М. А. Михеев установил¹, что при вынужденном турбулентном движении ($Re > 10\,000$) жидкостей и газов в прямых каналах наиболее достоверно уравнение теплообмена

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25},$$

где множитель $\left(\frac{Pr}{Pr_{cm}}\right)^{0,25}$ учитывает влияние на теплоотдачу направления теплообмена и температурного напора.

Величина Pr_{cm} выбирается для рабочей среды при температуре стенки t_{cm} , а все другие критерии — при определяющей температуре, равной средней температуре t_{cp} рабочей среды.

Определяющий размер при этом вычисляется по формуле

$$d_s = \frac{4f}{u},$$

где u — полный периметр сечения (смоченный периметр), независимо от того, какая часть этого периметра участвует в теплообмене.

Пример 2-10. Определить коэффициент теплоотдачи α_s от стенки к нагреваемой воде, движущейся внутри трубы длиной $l=3\,000$ мм и диаметром $d=30/33$ мм со скоростью $w=1,25$ м/сек при средней температуре воды $t_{cp}=80^\circ\text{C}$.

По данным табл. 2-1 находим физические параметры воды при температуре 80°C :

коэффициент теплопроводности $\lambda=0,580$ ккал/м час град;

¹ „Известия АН СССР, Отд. техн. наук“, 1952, № 10. Результаты работы проф. М. А. Михеева не могли быть использованы в этой книге по техническим причинам.

коэффициент кинематической вязкости $\nu = 0,366 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$;
число Прандтля $Pr = 2,23$.

Число Рейнольдса в этом случае составляет:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,25 \cdot 0,03}{0,366 \cdot 10^{-6}} = 102\,000.$$

Так как $Re > 10\,000$, то следует воспользоваться критериальным уравнением (2-62):

$$Nu = 0,0209 \cdot 102\,000^{0,8} \cdot 2,23^{0,45} = 0,0209 \cdot 10\,000 \cdot 1,43 = 300.$$

Следовательно, по формуле (2-61) получаем:

$$\alpha_2 = 3,0 \cdot \frac{0,580}{0,13} = 5\,800 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

При значении $l/d = 100$ величина поправки составляет 1,01, что не изменяет существенно полученного результата.

Вообще при развитом турбулентном движении воды значения α составляют несколько тысяч $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$. При движении более вязких жидкостей значение α уменьшается.

Пример 2-11. Определить коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к нагреваемому воздуху, движущемуся в прямоугольном канале размерами $250 \times 60 \text{ мм}$, при $w = 8 \text{ м/сек}$ и $t_{ср} = 200^\circ \text{С}$ ($\rho = 1 \text{ кг/см}^3$).

По данным табл. 2-2 при $t = 200^\circ \text{С}$ для воздуха имеем:

$$\begin{aligned} \lambda &= 3,18 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м час град}; \\ \nu &= 35,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}; \\ Pr &= 0,722. \end{aligned}$$

Эквивалентный диаметр сечения определим по формуле (2-65). Для прямоугольного канала размерами $a = 250 \text{ мм}$ и $b = 60 \text{ мм}$ находим:

$$d = d_s = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 60}{250 + 60} = 97 \text{ мм.}$$

Далее, находим:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{8 \cdot 0,097}{35,8 \cdot 10^{-6}} = 21\,600 > 10^4.$$

Следовательно, по уравнению (2-62)

$$Nu = 0,0209 \cdot 21\,600^{0,8} \cdot 0,722^{0,45} = 0,0209 \cdot 2\,950 \cdot 0,87 = 53,5.$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = Nu \frac{\lambda}{d} = 53,5 \frac{3,18 \cdot 10^{-2}}{0,097} = 17,5 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Вообще при развитом турбулентном движении газов (при давлении, близком к атмосферному) значения α составляют несколько десятков $\text{ккал/м}^2 \text{ час град}$, что значительно (в десятки и сотни раз) меньше, чем при движении капельных жидкостей.

II. При ламинарном движении жидкостей и газов ($Re < 2\,300$)
проф. Я. М. Рубинштейн рекомендует пользоваться уравнением

$$Nu = C \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l} \right)^{1/4}, \quad (2-67)$$

где $C = 2,4$ при нагревании и $1,6$ при охлаждении. Определяющей температурой здесь также является средняя температура жидкости.

Расчетная формула для коэффициента теплоотдачи в этом случае имеет вид:

$$\alpha = B \left(\frac{w}{l \cdot d} \right)^{1/4}, \quad (2-68)$$

где расчетный коэффициент

$$B = 15,3C (\lambda^2 c_p)^{1/4}.$$

Среди факторов, влияющих на интенсивность теплообмена при ламинарном потоке, можно отметить:

Направление теплообмена (случаи нагревания или охлаждения), проявляющееся более резко, чем в случае турбулентного потока. В случае нагревания и при прочих одинаковых условиях коэффициент теплоотдачи оказывается на 50% выше, чем при охлаждении.

Физические свойства жидкостей или газов, определяющие величину расчетного коэффициента B формулы (2-68). В отличие от режима турбулентного движения здесь вязкость жидкости в явном виде на величину коэффициента теплоотдачи не влияет. Следует вместе с тем помнить, что высокая вязкость жидкости способствует переходу потока в область ламинарного движения.

Скорость движения жидкости оказывает здесь меньшее влияние, чем при турбулентном движении. Вообще при ламинарном движении вследствие обычно малых значений скорости w потока значения коэффициента теплоотдачи оказываются сравнительно небольшими, что неблагоприятно влияет на производительность теплообменных аппаратов. Поэтому следует рекомендовать при проектировании аппаратов по возможности избегать ламинарного движения рабочих сред.

Геометрические размеры канала (l и d), увеличение которых подобно предыдущему случаю неблагоприятно влияет на интенсивность теплообмена. Особенно это относится к длине канала l , могущей изменяться в различных случаях в достаточно широких пределах.

Пример 2-12. Определить коэффициент теплоотдачи α_1 от охлаждаемого трансформаторного масла к стенке при следующих данных: $w = 0,15 \text{ м/сек}$; $t_{ср} = 65^\circ \text{С}$; $l = 2\,500 \text{ мм}$; $d = 33/38 \text{ мм}$. Масло движется в межтрубном пространстве кожухотрубного холодильника (вдоль трубок) диаметром $D = 400 \text{ мм}$, состоящего из 37 трубок.

По данным фиг. 2-28 имеем физические параметры масла:

$$\lambda = 0,103 \text{ ккал/м час град}; \quad \nu = 0,075 \text{ см}^2/\text{сек}; \quad Pr = 125.$$

Пользуясь общей формулой (2-65), определим эквивалентный диаметр сечения:

$$d_s = \frac{4f}{u} = \frac{4 \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d_n^2}{4} \right)}{\pi n d_n} = \frac{D^2 - n d_n^2}{n d_n},$$

где D — внутренний диаметр кожуха;
 d_n — наружный диаметр трубок;
 n — число трубок.

Следовательно,

$$d_s = \frac{0,4^2 - 37 \cdot 0,038^2}{37 \cdot 0,038} = 0,075 \text{ м.}$$

Далее, находим:

$$Re = \frac{w \cdot d_s}{\nu} = \frac{0,15 \cdot 0,075}{0,075 \cdot 10^{-4}} = 1500 < 2320,$$

т. е. движение масла ламинарное.

Число Пекле

$$Pe = Re \cdot Pr = 1500 \cdot 125 = 187500.$$

По уравнению (2-67) находим:

$$Nu = 1,6 \left(187500 \frac{0,075}{2,5} \right)^{1/2} = 1,6 \cdot 17,7 = 28$$

и, следовательно,

$$\alpha_1 = Nu \frac{\lambda}{d_s} = 28 \frac{0,103}{0,075} = 38,5 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

III. При промежуточном характере движения ($Re = 2300 \div 10000$), как показывают опытные данные, значение Re влияет на интенсивность теплообмена (Nu) сильнее, чем при развитом турбулентном движении.

В области значений $Pr = 20 \div 140$ рекомендуется пользоваться уравнением, предложенным В. Д. Поповым (Киевский технологический институт пищевой промышленности):

$$Nu = 0,008 Re^{0,9} Pr^{0,433}, \quad (2-69)$$

при определяющей температуре, равной средней температуре жидкости.

Получение расчетной формулы для α , соответствующей уравнению (2-69), не вызывает каких-либо затруднений.

Пример 2-13. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемому сиропу (свеклосахарное производство) концентрацией 65% при $t_{cp} = 70^\circ \text{C}$ и $w = 1,1 \text{ м/сек}$; $d = 30/33 \text{ мм}$.

Физические параметры нагреваемой среды:

$$\lambda = 0,46 \text{ ккал/м час град}; \quad \nu = 9,45 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}; \quad Pr = 66.$$

Находим:

$$Re = \frac{w d}{\nu} = \frac{1,1 \cdot 0,03}{9,45 \cdot 10^{-6}} = 3500.$$

По уравнению (2-69)

$$Nu = 0,008 \cdot 3500^{0,9} \cdot 66^{0,433} = 0,008 \cdot 1530 \cdot 6,1 = 75.$$

Следовательно,

$$\alpha_2 = Nu \frac{\lambda}{d} = 75 \frac{0,46}{0,03} = 1150 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Из приведенных примеров видно, что числовые значения коэффициентов теплоотдачи весьма существенно изменяются в зависимости от гидродинамических условий движения и физических свойств рабочих сред.

Г. Теплоотдача в вынужденном поперечном потоке

Этот случай теплоотдачи встречается в межтрубном пространстве теплообменных аппаратов с поперечными перегородками, аппаратах с перекрестным током и некоторых других аппаратах.

При этом обычно имеет место поперечный поток у *пучка труб*, осложненный рядом обстоятельств (повороты у перегородок, некоторое изменение скорости движения рабочих сред, различное число рядов труб в отдельных ходах и т. п.).

Поэтому здесь можно рассчитывать на получение лишь приближенных значений для коэффициентов теплоотдачи α , что делает в большинстве случаев излишним применение достаточно громоздких методов расчета, детально разработанных, например, для газового теплообмена в элементах котельной установки. Подробные сведения по этому вопросу можно найти в курсе „Основы теплопередачи“ проф. М. А. Михеева.

На основании имеющихся в литературе данных для теплообменных аппаратов при чаще всего встречающихся значениях $Re = 5000 \div 70000$ можно пользоваться приближенным уравнением

$$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,3}, \quad (2-70)$$

После преобразований этого уравнения получается расчетная формула для коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha = 2,92 \lambda^{0,7} \left(\frac{c \cdot \gamma}{\nu} \right)^{0,3} \cdot \frac{w^{0,5}}{d^{0,4}},$$

или в сокращенной записи:

$$\alpha = C \frac{w^{0,5}}{d^{0,4}}. \quad (2-71)$$

При вычислениях по уравнениям (2-70) и (2-71) скорость потока w следует брать в самом узком сечении между трубками одного ряда, в качестве определяющего размера d принимать наружный диаметр трубок, а все физические параметры рабочей среды (λ , c , γ и ν) определять по средней ее температуре.

Приведенные соотношения применяются в случаях поперечного обтекания пучка труб при значении угла атаки (т. е. угла, составляемого направлением потока и осью трубы), равном 90° .

При значениях угла атаки ψ , отличных от 90° , следует пользоваться соотношением

$$Nu_\psi = \epsilon_\psi \cdot Nu,$$

либо также

$$\alpha_\psi = \epsilon_\psi \cdot \alpha, \quad (2-72)$$

где ϵ_ψ представляет поправку за счет влияния угла атаки.

Величина поправки ϵ_ψ в зависимости от угла атаки ψ может быть принята по данным В. А. Локшина и А. П. Орнатского.

Таблица 2-3

Значения поправки ϵ_ψ на величину угла атаки для пучков из круглых труб

Угол атаки, ψ	90	80	70	60	50	40	20
ϵ_ψ	1	1	0,98	0,94	0,88	0,78	0,52

Таким образом, в случае теплоотдачи в вынужденном поперечном потоке значения коэффициента теплоотдачи зависят от физических свойств рабочей среды, скорости ее движения, геометрических размеров труб, составляющих пучок, и величины угла атаки.

Сравнивая расчетную формулу (2-71) с аналогичным соотношением (2-64) для случая турбулентного продольного потока, можно заметить, что при поперечном потоке коэффициент теплоотдачи слабее зависит от скорости, чем при продольном (значение α пропорционально скорости w в степени 0,6 вместо 0,8). Поэтому увеличение скорости здесь в меньшей мере способствует увеличению производительности теплового оборудования. Так, например, при увеличении скорости w вдвое коэффициент теплоотдачи при поперечном потоке возрастает на 50%, тогда как при продольном течении увеличение α достигает при этом 75%.

Вместе с тем в случае поперечного обтекания труб более эффективным средством для повышения коэффициента теплоотдачи может оказаться уменьшение диаметра трубок (значе-

ния α обратно пропорциональны диаметру d в степени 0,4 вместо 0,2).

При уменьшении диаметра d вдвое коэффициент теплоотдачи при поперечном потоке увеличивается приблизительно на 30%, а при продольном течении — только на 15%.

Следует также указать, что при одинаковых условиях (Re , Pr , λ , d) значение коэффициента теплоотдачи в случае поперечного потока оказывается на 20—60% выше, чем в случае продольного течения. Расхождение это уменьшается по мере увеличения чисел Re и Pr .

Пример 2-14. Определить коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки холодильника к воде, движущейся в межтрубном пространстве с поперечными перегородками кожухового аппарата и совершающей несколько ходов, при $w = 0,6$ м/сек, $t_{ср} = 80^\circ$ С и $d = 33/38$ мм.

В этом случае имеет место поперечный поток воды, причем изменение направления движения между ходами соответствует углу атаки ψ в среднем 60° .

Имея в виду приведенные в примере 2-10 данные о физических параметрах воды, находим:

$$Re = \frac{wd}{\nu} = \frac{0,6 \cdot 0,038}{0,366 \cdot 10^{-6}} = 62\,000.$$

При поперечном потоке по уравнению (2-70) получаем:

$$Nu = 0,25 \cdot 62\,000^{0,6} \cdot 2,23^{0,3} = 0,25 \cdot 750 \cdot 1,27 = 238,$$

и коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = Nu \frac{\lambda}{d} = 238 \frac{0,580}{0,038} = 3\,630 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Учитывая влияние угла атаки, по данным табл. 2-3 при $\psi = 60^\circ$ находим $\epsilon_\psi = 0,94$. Следовательно, расчетная величина коэффициента теплоотдачи по формуле (2-72) составит:

$$\alpha_2 = 0,94 \cdot 3\,630 = 3\,400 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Д. Теплоотдача в свободном потоке

Этот случай, характеризующийся малой интенсивностью теплоотдачи, встречается в теплообменных устройствах сравнительно редко. При проектировании теплообменных аппаратов обычно приходится иметь дело с более интенсивным теплообменом в вынужденном потоке. Теплоотдача в свободном потоке встречается в малопроизводительных аппаратах погружного типа. Кроме того, этот случай имеет значение для расчета потерь тепла в окружающую среду нагретыми поверхностями аппаратов и трубопроводов.

Теплоотдача в свободном потоке подробно изучена советскими учеными, причем наиболее полное исследование этого вопроса проведено лауреатом Сталинской премии проф. М. А. Михеевым.

Обобщенное критериальное уравнение теплообмена в свободном потоке, предложенное М. А. Михеевым, имеет вид:

$$Nu_{cp} = E(Gr \cdot Pr)_{cp}^n \quad (2-73)$$

причем значения E и n зависят от режима движения нагреваемой или охлаждаемой среды, определяемого числовым значением произведения $(Gr \cdot Pr)_{cp}$. По М. А. Михееву в свободном потоке следует различать три режима движения: ламинарный, локонообразный (или переходный) и вихревой, для которых значения E и n приведены в табл. 2-4.

Таблица 2-4

Значения E и n в уравнении (2-73) проф. М. А. Михеева

$(Gr \cdot Pr)_{cp}$	E	n	Режим движения
$10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1,18	$1/8$	Ламинарный
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0,54	$1/4$	Локонообразный
$2 \cdot 10^7 \div 10^{13}$	0,135	$1/3$	Вихревой

При пользовании уравнением (2-73) в качестве определяющего геометрического размера l , входящего в критерий подобия, для труб принимается их диаметр d , а для плит и плоских стенок — высота H . В качестве определяющей температуры принимается средняя температура пограничного слоя

$$t_{cp} = \frac{1}{2}(t_{cm} + t), \quad (2-74)$$

где t_{cm} — температура стенки;

t — температура среды (вне зоны, охваченной процессом теплообмена).

При выборе числовых значений коэффициента объемного расширения среды β , входящего в критерий Gr , следует иметь в виду, что

$$\beta = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{d\nu}{dT}$$

Из термодинамики известно, что для идеальных газов, подчиняющихся уравнению состояния $p\nu = RT$, получается:

$$\beta = \frac{1}{T} = \frac{1}{t + 273} \frac{1}{град}$$

Для жидкостей можно пользоваться приближенным соотношением

$$\beta \approx \frac{1}{\nu} \cdot \frac{\Delta\nu}{\Delta T град}$$

выбирая по таблицам физических параметров жидкости по возможности меньший интервал температур ΔT и соответствующее приращение удельного объема $\Delta\nu$.

Практически наибольший интерес представляют случаи локонообразного и вихревого режимов свободного движения сред. Рассмотрим расчетные формулы для коэффициента теплоотдачи для этих двух случаев.

Для локонообразного движения среды, т. е. в области значений $(Gr \cdot Pr)_{cp} = 5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$, имеем: $E = 0,54$ и $n = 1/4$.

Следовательно, здесь уравнение (2-73) принимает вид:

$$Nu_{cp} = 0,54 (Gr \cdot Pr)_{cp}^{1/4}, \quad (2-75)$$

что соответствует расчетной формуле

$$\alpha = 0,54 \left(\frac{\beta g}{\nu^2} Pr \right)^{1/4} \lambda \left(\frac{\Delta t}{l} \right)^{1/4},$$

или в сокращенной записи:

$$\alpha = E_a \left(\frac{\Delta t}{l} \right)^{1/4}, \quad (2-76)$$

где расчетный коэффициент E_a зависит только от физических параметров рабочей среды.

Для вихревого движения среды, т. е. в области значений $(Gr \cdot Pr)_{cp} = 2 \cdot 10^7 \div 10^{13}$, имеем: $E = 0,135$ и $n = 1/3$. Следовательно, в этом случае по аналогии с предыдущим получаем:

$$Nu_{cp} = 0,135 (Gr \cdot Pr)_{cp}^{1/3}, \quad (2-77)$$

а также

$$\alpha = 0,135 \left(\frac{\beta g}{\nu^2} Pr \right)^{1/3} \lambda (\Delta t)^{1/3},$$

или в сокращенной записи:

$$\alpha = E_a (\Delta t)^{1/3}, \quad (2-78)$$

где расчетный коэффициент E_a также зависит только от физических параметров рабочей среды.

Числовые значения расчетных коэффициентов E_A и E_B при различных определяющих температурах t_{cp} для воздуха характеризуются следующими данными:

Воздух					
$t_{cp}, ^\circ\text{C}$	E_A	E_B	$t_{cp}, ^\circ\text{C}$	E_A	E_B
0	1,22	1,45	300	0,95	0,85
50	1,14	1,27	400	0,90	0,77
100	1,09	1,14	500	0,85	0,70
200	1,05	0,97	1000	0,70	0,48

О факторах, влияющих на величину коэффициента теплоотдачи в свободном потоке, можно заметить следующее:

1. Коэффициент теплоотдачи в свободном потоке при локонообразном движении среды зависит от физических параметров среды (E_A), причем величина α возрастает при увеличении температурного напора $\Delta t = t_{cm} - t$ и уменьшении определяющего геометрического размера l .

2. Коэффициент теплоотдачи в свободном потоке при вихревом движении среды еще более существенно зависит от физических свойств среды (E_B) и возрастает при увеличении температурного напора Δt независимо от геометрических размеров тела.

3. При возрастании определяющей температуры t_{cp} коэффициент теплоотдачи для газовых сред уменьшается, а для жидкостных — увеличивается.

Отметим в заключение, что при определении потерь тепла в окружающую среду нагретыми поверхностями теплообменных аппаратов необходимо учитывать совместно и конвективный теплообмен и теплоотдачу излучением. При этом коэффициент теплоотдачи от нагретой стенки к воздуху составляет:

$$\alpha_2 = \alpha_k + \alpha_A,$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, вычисляемый на основании приведенных выше соотношений;

α_A — приведенный коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_A = \frac{q_A}{t_{cm} - t} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}, \quad (2-79)$$

определяемый в соответствии с законами излучения.

Пример 2-15. Определить потерю тепла неизолированным паропроводом диаметром $d = 150$ мм и длиной $L = 10$ м, если температура стенки $t_{cm} = 150^\circ\text{C}$, а температура воздуха у паропровода $t = 30^\circ\text{C}$.

Расчетная температура по формуле (2-74)

$$t_{cp} = \frac{1}{2} (150 + 30) = 90^\circ\text{C}.$$

Для этой температуры по данным табл. 2-2 для воздуха находим:

$$\lambda = 0,0258 \frac{\text{ккал}}{\text{м час град}}; \quad \nu = 22,9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{сек}}; \quad Pr = 0,722.$$

Далее, определяем:

$$Gr = \beta \frac{d^3 g \Delta t}{\nu^2} = \frac{1}{363} \cdot \frac{0,15^3 \cdot 9,81 \cdot 120}{22,9^2} \cdot 10^{12} = 20,8 \cdot 10^6;$$

$$(Gr \cdot Pr)_{cp} = 20,8 \cdot 10^6 \cdot 0,722 = 15,0 \cdot 10^6.$$

По табл. 2-4 находим, что в данном случае имеет место локонообразный режим потока, для которого справедливо уравнение (2-75):

$$Nu_{cp} = 0,54 (15 \cdot 10^6)^{1/4} = 33,5,$$

откуда коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_k = Nu_{cp} \frac{\lambda}{d} = 33,5 \frac{0,0258}{0,15} = 5,8 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час град}}.$$

Тепло излучения при степени черноты для стали окисленной $\epsilon = 0,80^*$ составит:

$$q_A = 4,96 \left[\left(\frac{t_{cm} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t + 273}{100} \right)^4 \right] =$$

$$= 4,96 \cdot 0,8 (325 - 85) = 955 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час}},$$

что по формуле (2-79) дает приведенный коэффициент теплоотдачи излучением:

$$\alpha_A = \frac{955}{150 - 30} = 8 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час град}}.$$

Следовательно,

$$\alpha_2 = \alpha_k + \alpha_A = 5,8 + 8 = 13,8 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \text{ час град}}.$$

Потеря тепла составит:

$$Q = \alpha_2 \cdot F (t_{cm} - t) = 13,8 \cdot \pi \cdot 0,15 \cdot 10 (150 - 30) = 7800 \frac{\text{ккал}}{\text{час}}.$$

Е. Теплоотдача при пленочной конденсации паров

Этот случай теплоотдачи относится к числу наиболее распространенных в промышленной практике. Он имеет место во всех паро-жидкостных подогревателях, в различных конденсато-

* См. М. А. Михеев, Основы теплопередачи, 1949 стр. 377.

рах, испарителях, выпарных аппаратах и многих других устройствах. Поэтому надежное вычисление коэффициента теплоотдачи в этом случае имеет весьма важное значение.

В литературе обычно рекомендуются для расчетов устаревшие формулы Нуссельта. Как известно, для случая конденсации пара на вертикальной стенке формула Нуссельта имеет вид:

$$\alpha_1 = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r\gamma^{2,3}}{H \cdot \Delta t_1 \cdot \mu}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}, \quad (2-80)$$

где r — тепло конденсации, ккал/кг;

γ — удельный вес конденсата, кг/м³;

λ — коэффициент теплопроводности конденсата, ккал/м час град;

H — высота стенки, м;

$\Delta t_1 = t_s - t_{cm}$ — разность температур между паром и стенкой, град.;

μ — коэффициент динамической вязкости конденсата, кг час/м².

Исследования Нуссельта в свое время (25—30 лет назад) оказали чрезвычайно существенное и благоприятное влияние на развитие теории теплообмена и практику конструирования и эксплуатации теплообменных устройств, но расчетные соотношения Нуссельта оказались недостаточно точными.

Недостаточность расчетных формул Нуссельта убедительно доказана С. С. Кутателадзе (Центральный котлотурбинный институт), разработавшим обстоятельную теорию теплообмена при изменении агрегатного состояния и получившим обобщенные уравнения, хорошо согласующиеся с опытными данными для водяного пара.

В дальнейшем мы будем рассматривать случай пленочной конденсации чистого медленно движущегося сухого насыщенного пара на внешней поверхности трубок. Для этого наиболее распространенного частного случая и для вертикальных стенок или труб С. С. Кутателадзе различает два режима движения пленки конденсата: ламинарный и вихревой.

Критериальное уравнение С. С. Кутателадзе для случая ламинарного стекания пленки конденсата с качественной стороны совпадает с формулой Нуссельта, но количественно дает значения коэффициента теплоотдачи α_1 в среднем на 20% выше, чем по формуле Нуссельта (что лучше согласуется с опытными данными для конденсации водяных паров).

Критериальное уравнение С. С. Кутателадзе для случая вихревого (смешанного) стекания пленки конденсата отражает физическую сторону явлений в этой области, для которой формула Нуссельта вообще непригодна.

Обработка имеющихся в литературе опытных данных по теплоотдаче при конденсации паров различных жидкостей (в том числе водяных паров и паров спиртов — метилового, этилового и пропилового), выполненная автором в Киевском политехническом институте, позволила сделать следующие выводы:

1. Безразмерный комплекс

$$Re_k = \frac{q \cdot l}{3600 r \gamma \nu},$$

имеющий смысл критерия Рейнольдса применительно к условиям конденсации паров на поверхности, позволяет установить характер гидродинамического режима течения пленки конденсата.

В выражении для Re_k обозначено:

q — тепловое напряжение поверхности конденсации, равное

$$\alpha_1 (t_s - t_{cm}) \text{ ккал/м}^2 \text{ час},$$

где t_s — температура насыщения конденсирующегося пара;

t_{cm} — температура стенки поверхности теплообмена со стороны пара;

l — определяющий геометрический размер поверхности теплообмена, м;

r — тепло конденсации пара, ккал/кг;

γ — удельный вес конденсата, кг/м³;

ν — коэффициент кинематической вязкости конденсата, м²/сек.

2. Переход режима течения пленки от ламинарного к вихревому характеризуется критическим значением $Re_k = 180$.

3. В области ламинарного течения пленки конденсата, т. е. при $Re_k < 180$, опытным данным удовлетворяет критериальное уравнение

$$Nu = 1,3 Re_k^{-1/2} Ga^{1/3} Pr^{-1/4}, \quad (2-81)$$

где Ga — число Галилея, равное $\frac{gl^3}{\nu^2}$.

4. В области вихревого течения пленки, т. е. при $Re_k > 180$, справедливо соотношение

$$Nu = 0,23 Ga^{1/2} Pr^{-1/4}. \quad (2-82)$$

5. Определяющим геометрическим размером l , входящим в выражения критериев подобия уравнений (2-81) и (2-82), является:

а) для вертикальных стенок и труб — их высота, т. е. $l = H$;

б) для одиночной горизонтальной трубы — периметр наружной окружности ее сечения, т. е. $l = \pi d_n$;

в) для пучка горизонтальных трубок — $l = z\pi d_n$, где z — приведенное (см. стр. 110) число трубок в вертикальном ряду, последовательно обтекаемых конденсатом.

Переходя к составлению расчетных формул для коэффициента теплоотдачи в области ламинарного течения пленки ($Re_k < 180$),

можно написать:

$$\alpha_1 = 19,9\lambda \left(\frac{gr\gamma}{\nu}\right)^{1/3} Pr^{-1/4} \left(\frac{1}{q \cdot l}\right)^{1/3},$$

или в сокращенной записи:

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q \cdot l)^{1/3}}, \quad (2-83)$$

где расчетный коэффициент A_1 зависит только от физических свойств пленки конденсата и конденсирующегося пара.

Для наиболее часто встречающегося случая конденсации водяных паров (при условии отнесения величины r , так же как и физических параметров конденсата, к средней температуре

пленки конденсата t_k) в области значений $t_k = 80 \div 120^\circ\text{C}$ можно пользоваться вспомогательным соотношением

$$A_1 = 1000(141 + 1,85t_k - 0,0053t_k^2). \quad (2-84)$$

Для более широкого диапазона значений t_k следует пользоваться данными фиг. 2-29.

В области вихревого течения пленки конденсата ($Re_k > 180$) расчетная формула для коэффициента теплоотдачи принимает вид:

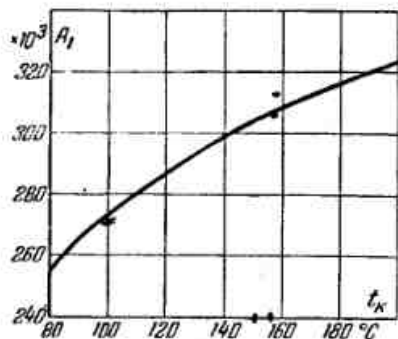
$$\alpha_1 = 0,23\lambda \left(\frac{g}{\nu^2}\right)^{1/3} Pr^{-1/4} \quad (2-85)$$

и, в частности, для случая конденсации водяных паров при $t_k = 80 \div 120^\circ\text{C}$ приближенно

$$\alpha_1 = 1000(1,9 + 0,04t_k) \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.} \quad (2-86)$$

Средняя температура пленки конденсата t_k определяется по общему соотношению

$$t_k = \frac{t_s + t_{cm}}{2}$$



Фиг. 2-29. Значения расчетного коэффициента A_1 формулы (2-83) для конденсирующегося водяного пара в зависимости от температуры конденсата t_k .

или, так как на основании формулы (2-53) при незагрязненной со стороны пара стенке

$$t_{cm} = t_s - \frac{R_1}{R} \Delta t,$$

то

$$t_k = t_s - 0,5 \frac{k}{\alpha_1} \Delta t, \quad (2-87)$$

где Δt — разность между температурой пара t_s и средней температурой нагреваемой среды t_2 , т. е. $\Delta t = t_s - t_2$.

На основании приведенных выше критериальных уравнений и расчетных формул можно установить, что на величину коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации паров оказывают влияние следующие факторы:

1. *Физические свойства конденсирующегося пара* и связанные с ними свойства пленки конденсата, учитываемые расчетным коэффициентом A_1 формулы (2-83) при ламинарном течении пленки. В этом частном случае характер влияния свойств пленки полностью определяется условиями передачи тепла через слой конденсата, зависящими от толщины слоя и коэффициента теплопроводности конденсата. В частности, толщина слоя конденсата уменьшается, а коэффициент теплоотдачи увеличивается, если при прочих одинаковых условиях возрастает удельный вес γ конденсата или уменьшается его вязкость ν .

Несколько иначе, но в общем в таком же направлении влияют физические свойства пленки и на коэффициент теплоотдачи при вихревом течении пленки, как это следует из соотношения (2-86).

2. *Тепловое напряжение поверхности конденсации q* . В случае ламинарного стекания пленки коэффициент теплоотдачи обратно пропорционален корню кубическому из теплового напряжения, что обусловлено увеличением толщины слоя конденсата.

При вихревом течении пленки коэффициент теплоотдачи от теплового напряжения поверхности конденсации не зависит.

3. *Геометрические размеры и расположение поверхности конденсации*. При ламинарном течении пленки в случае увеличения числовых значений l коэффициент теплоотдачи уменьшается, что следует иметь в виду при проектировании аппаратов.

Кроме того, из изложенного ясно, что для горизонтальной одиночной трубки ($l = \pi d_n$) коэффициент теплоотдачи оказывается заметно выше, чем для вертикальной ($l = H$), так как в большинстве случаев $H \gg d_n$. При конструировании многотрубных горизонтальных конденсаторов необходимо так располагать

ряды трубок, чтобы приведенное число трубок в вертикальном ряду, последовательно обтекаемых конденсатом, было минимальным.

Приведенное число трубок z зависит от фактического числа трубок в вертикальном ряду z_0 и от расположения их в пучке. Приблизительно можно считать, что $z = z_0^n$, где для коридорного расположения трубок в пучке $n = 0,5$, для шахматного $n = 0,3$ и для оптимального (по фиг. 3-7) $n = 0,1$.

При вихревом течении пленки иногда имеющем место в длиннотрубных вертикальных аппаратах, интенсивность теплообмена от геометрических размеров не зависит.

Все приведенные выше соотношения, как уже отмечалось, относятся к случаю пленочной конденсации чистого, медленно движущегося на внешней поверхности трубок сухого насыщенного пара. Соотношения эти справедливы, таким образом, при отсутствии в паре примесей неконденсирующихся газов. Следует напомнить, что содержание в паре только 1—2% воздуха понижает величину коэффициента теплоотдачи в 2—3 раза.

Теплоотдача при конденсации пара внутри трубок до сего времени не изучена и надежных расчетных соотношений для этого случая не имеется.

Пример 2-16. В опытах С. С. Кутателадзе при конденсации водяного пара на вертикальной трубке высотой $H = 1$ м при $t_s = 100^\circ \text{C}$ и $t_{cm} = 90^\circ \text{C}$ получено: $\alpha_1 = 6700$ ккал/м² час град.

Проверить это значение α_1 по формулам Нуссельта и КПИ.

Средняя температура пленки конденсата

$$t_k = \frac{1}{2}(t_s + t_{cm}) = \frac{1}{2}(100 + 90) = 95^\circ \text{C}.$$

Для этой температуры по данным табл. 2-1 находим:

$$\lambda = 0,586 \text{ ккал/м час град}; \quad \gamma = 960 \text{ кг/м}^3; \quad \nu = 0,31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек};$$

$$Pr = 1,8; \quad \mu = 30,4 \cdot 10^{-6} \text{ кг сек/м}^2.$$

Для пара (при $t_s = 100^\circ \text{C}$) $r = 540$ ккал/кг.

По формуле (2-80) получаем:

$$\alpha_1 = 0,943 \sqrt[4]{\frac{540 \cdot 960^2 \cdot 0,586^3}{1(100 - 90) \cdot 30,4 \cdot 10^{-6} \cdot 3600}} =$$

$$= 0,943 \sqrt[4]{0,119 \cdot 10^{16}} = 0,943 \cdot 5880 = 5500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

т. е. по Нуссельту получается результат на 18% ниже данных опыта.

Для выбора критериального уравнения определим величину Re_k по формуле

$$Re_k = \frac{q \cdot l}{3600 \cdot r \gamma \nu}.$$

Но

$$q = \alpha_1 (t_s - t_{cm}) = 67000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час};$$

$$l = H = 1 \text{ м};$$

следовательно,

$$Re_k = \frac{67000 \cdot 1 \cdot 10^6}{3600 \cdot 540 \cdot 960 \cdot 0,31} = 116.$$

Так как $Re_k < 180$, то воспользуемся уравнением (2-81) для ламинарного стекания пленки конденсата:

$$Ga = \frac{g l^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \cdot 1^3}{0,31^2} \cdot 10^{12} = 101 \cdot 10^{12}.$$

$$Nu = 1,3 \cdot 116^{-1/4} \cdot (101 \cdot 10^{12})^{1/4} \cdot 1,8^{-1/4} = \frac{1,3 \cdot 4,65 \cdot 10^4}{4,86 \cdot 1,10} = 11300,$$

откуда находим:

$$\alpha_1 = Nu \frac{\lambda}{l} = 11300 \frac{0,586}{1} = 6600 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

что хорошо согласуется с приведенной в условии примера опытной величиной. Этот же результат можно получить по расчетной формуле (2-83):

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q l)^{1/4}},$$

где

$$A_1 = 1000 (141 + 1,85 \cdot 95 - 0,0053 \cdot 95^2) = 269 \cdot 10^3;$$

следовательно,

$$\alpha_1 = \frac{269 \cdot 10^3}{(67000 \cdot 1)^{1/4}} = \frac{269 \cdot 10^3}{40,5} = 6650 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

Пример 2-17. В опытах Бекера при условиях, аналогичных условиям предыдущего примера, но при $H = 6$ м было найдено:

$$\alpha_1 = 5700 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

Проверить этот результат путем расчета.

По Нуссельту при изменении только длины трубки в соответствии с формулой (2-80) получаем:

$$\alpha_1' = \alpha_1 \sqrt[4]{\frac{H}{H'}} = 5700 \sqrt[4]{\frac{1}{6}} = 3500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

что на 40% ниже данных опыта и указывает на непригодность в данном случае расчета по Нуссельту.

Для вычисления по формулам КПИ находим:

$$Re_k = \frac{57000 \cdot 6 \cdot 10^6}{3600 \cdot 540 \cdot 960 \cdot 0,31} = 595 > 180,$$

что указывает на вихревой режим стекания пленки конденсата.

Для этого случая справедливо уравнение (2-82), по которому при $Ga = 21,8 \cdot 10^{15}$ получается:

$$Nu = 0,23 (21,8 \cdot 10^{15})^{1/4} \cdot 1,8^{-1/4} = \frac{0,23 \cdot 2,79 \cdot 10^5}{1,1} = 58400,$$

откуда

$$\alpha_1 = Nu \frac{\lambda}{l} = 58400 \frac{0,586}{6} = 5700 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

что совпадает с опытными данными.

Этот же результат можно получить по упрощенной расчетной формуле (2-86) при $t_k = 95^\circ \text{C}$:

$$\alpha_1 = 1000(1,9 + 0,04 \cdot 95) = 5700 \text{ ккал}'\text{м}^2 \text{ час град.}$$

2-10. МЕТОДИКА ПРОЕКТНЫХ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Основной задачей проектного теплового расчета теплообменного аппарата является определение величины поверхности теплообмена (нагрева или охлаждения) аппарата, потребной при заданных условиях его работы.

К исходным данным для проектного теплового расчета теплообменных аппаратов обычно относятся данные о количестве одной из рабочих сред, физические параметры рабочих сред, температурные условия процесса нагревания или охлаждения.

Кроме того, при этом должны быть известны (хотя бы в качестве предварительных данных) сведения о конструктивном оформлении аппарата и его основные геометрические размеры.

Следует отметить, что формулировка исходных данных для теплового расчета может в различных случаях несколько видоизменяться. Так, например, вместо количества рабочей среды может быть задана тепловая нагрузка аппарата Q ; дополнительно могут быть заданы скорости движения рабочих сред и т. п. Эти обстоятельства могут несколько изменить последовательность расчетов, но не изменяют, конечно, сути дела.

Содержание проектных тепловых расчетов теплообменников сводится к следующим основным вычислениям:

1. Установление температурного режима процесса нагревания или охлаждения, вычисление средней разности температур и средних температур рабочих сред.

2. Определение тепловой нагрузки аппарата или расходов рабочих сред (теплоносителя или охлаждающего агента).

3. Определение коэффициента теплопередачи.

В тех случаях, когда на одном из участков перехода тепла имеет место теплоотдача при изменении агрегатного состояния теплоносителя либо теплоотдача в свободном потоке, т. е. когда соответствующие коэффициенты теплоотдачи определяются в зависимости от значений теплового напряжения $q_i = \alpha_i \Delta t_i$ или частной разности температур $\Delta t_i = \frac{q_i}{\alpha_i}$, расчет проводится по методу последовательных приближений.

При наличии некоторого навыка в выполнении расчетов эта методика последовательных расчетов сколь-либо существенных затруднений не вызывает. Чаще встречаются затруднения при выборе физических параметров мало изученных рабочих сред.

Выполнение расчета последовательными приближениями упрощается при использовании *нагрузочных характеристик* (графиков) теплообменных аппаратов, о чем упоминалось в п. „д“ § 2-8.

4. Определение поверхности теплообмена по общей формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp}},$$

все элементы которой были ранее расшифрованы.

Следует помнить, что выполнение теплового расчета для проектируемых аппаратов тесно связано с гидравлическим и конструктивным расчетами (см. гл. 3). Более всего эта взаимосвязь проявляется при выборе скоростей движения рабочих сред и основных размеров аппаратов. Обычно выполнение теплового расчета предшествует другим расчетам, но часто после проведения, например, конструктивного расчета приходится возвращаться к тепловому расчету и вносить в этот расчет необходимые уточнения или изменения.

Методика теплового расчета теплообменных аппаратов усваивается лучше всего при рассмотрении частных числовых примеров.

Пример 2-18. Выполнить тепловой расчет подогревателя для подогрева раствора NaOH (концентрация раствора 30% весовых) от 30 до 90°С в количестве 35 т/час. Теплоноситель — насыщенный водяной пар давлением $p = 1,2 \text{ атм}$, подогреватель — вертикальный трубчатый многоходовый; диаметр стальных трубок $d = 30/33 \text{ мм}$, длина их $l = 1,5 \text{ м}$. Скорость движения раствора в трубках $w = 1,5 \text{ м/сек}$. Коэффициент использования поверхности нагрева (по опытным данным) $\varphi = 0,8$.

1. Температурные условия процесса нагревания

При давлении водяного пара $p = 1,2 \text{ атм}$ температура насыщения составляет $t_s = 104^\circ \text{C}$. Для этих параметров имеем следующие температурные условия процесса:

$$t_1 = t_s = 104^\circ \text{C}; \quad \Delta t_\delta = 104 - 30 = 74^\circ \text{C};$$

$$t'_2 = 30^\circ \text{C} \longrightarrow t''_2 = 90^\circ \text{C}; \quad \Delta t_m = 104 - 90 = 14^\circ \text{C}.$$

Средняя разность температур по формуле (2-16) составит:

$$\Delta t_{cp} = \frac{74 - 14}{2,31 \lg \frac{74}{14}} = 36^\circ \text{C}.$$

Средняя температура нагреваемого раствора

$$t_{cp} = t_1 - \Delta t_{cp} = 104 - 36 = 68^\circ \text{C}.$$

Для этой температуры по справочным таблицам находим физические параметры раствора NaOH ($b = 30\%$):
 коэффициент абсолютной вязкости $\eta = 5,2$ сантипуаз;
 удельный вес $\gamma = 1295$ кг/м³;
 теплоемкость $c = 0,88$ ккал/кг град;
 коэффициент теплопроводности $\lambda = 0,53$ ккал/м час град.
 Кроме того, можно вычислить следующие параметры:
 а) коэффициент кинематической вязкости:

$$\nu = \frac{\eta}{\gamma} \cdot 10^{-3} = \frac{5,2}{1295} \cdot 10^{-3} = 4,02 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек};$$

б) число Прандтля:

$$Pr = 3600 \frac{\nu}{\lambda} c \gamma = 3600 \frac{4,02 \cdot 10^{-6}}{0,53} 0,88 \cdot 1295 = 31,2.$$

2. Тепловая нагрузка и расход греющего пара

Тепловая нагрузка подогревателя с учетом тепловых потерь в окружающую среду определится по формуле

$$Q = xG_2 c_2 (t_2'' - t_2') = 1,03 \cdot 35 \cdot 10^3 \cdot 0,88 (90 - 30) = 1,9 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Расход греющего пара составит (при $\Delta i = 540 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$):

$$D = \frac{Q}{\Delta i} = \frac{1,9 \cdot 10^6}{540} = 3500 \text{ кг/час.}$$

3. Определение коэффициента теплопередачи

Коэффициент теплопередачи определим по методу последовательных приближений, так как на участке от конденсирующегося пара к стенке условия теплоотдачи зависят от неизвестной заранее величины теплового напряжения.

Первое приближение

а) Примем предварительно $q = 50000$ ккал/м² час и $\frac{R_1}{R} = 0,3$.

При этом средняя температура пленки конденсата по формуле (2-87) составит:

$$t_k = t_1 - 0,5 \frac{R_1}{R} \Delta t = 104 - 0,5 \cdot 0,3 \cdot 36 = 99^\circ \text{C.}$$

Для этой температуры имеем физические параметры воды:

$$\gamma = 958 \text{ кг/м}^3; \nu = 0,295 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$$

и, кроме того, тепло испарения $r = 539$ ккал/кг.

Для выяснения режима стекания пленки конденсата воспользуемся соотношением

$$Re_k = \frac{q \cdot l}{r \cdot \gamma \cdot \nu} = \frac{50000 \cdot 1,5 \cdot 10^6}{3600 \cdot 539 \cdot 958 \cdot 0,295} = 137 < 180,$$

что указывает на ламинарный режим стекания пленки.

При этом справедлива расчетная формула (2-83):

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q \cdot l)^{1/3}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град,}$$

где при $t_k = 99^\circ \text{C}$ по данным фиг. 2-29 $A_1 = 270 \cdot 10^3$.

Следовательно,

$$\alpha_1 = \frac{270 \cdot 10^3}{(50000 \cdot 1,5)^{1/3}} = 6450 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град,}$$

что соответствует термическому сопротивлению

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} = 155 \cdot 10^{-6}.$$

б) Термическое сопротивление металлической стенки толщиной 1,5 мм при $\lambda = 50$ ккал/м час град составит:

$$R_{cm} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{50} = 30 \cdot 10^{-6}.$$

в) Для участка теплоотдачи от стенки к нагреваемой жидкости имеем:

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,5 \cdot 0,03}{4,02 \cdot 10^{-6}} = 12500 > 10000,$$

что характеризует развитое турбулентное движение жидкости.

При этом справедливо критериальное уравнение (2-62) ВТИ для случая нагревания среды:

$$Nu = 0,0209 Re^{0,8} Pr^{0,45} = 0,0209 \cdot 12500^{0,8} \cdot 31,2^{0,45} = 187,$$

откуда коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = Nu \frac{\lambda}{d} = 187 \frac{0,53}{0,03} = 3300 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град,}$$

что соответствует термическому сопротивлению

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} = 300 \cdot 10^{-6}.$$

г) Термическое сопротивление загрязнения стенки определим по формуле (2-58):

$$R_s = \frac{1-\varphi}{\varphi} R_0 = \frac{1-\varphi}{\varphi} (R_1 + R_{cm} + R_2) = \\ = \frac{1-0,8}{0,8} 485 \cdot 10^{-6} = 120 \cdot 10^{-6}.$$

д) Общее термическое сопротивление составит:

$$R = R_0 + R_s = (485 + 120) \cdot 10^{-6} = 605 \cdot 10^{-6},$$

что соответствует коэффициенту теплопередачи

$$k = \frac{1}{R} = 1650 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Для проверки выбранных предварительно величин q и $\frac{R_1}{R}$ имеем:

$$q = k \cdot \Delta t = 1650 \cdot 36 = 59300 \text{ ккал/м}^2 \text{ час;} \\ \frac{R_1}{R} = \frac{155}{6:5} = 0,25.$$

Вследствие имеющихся расхождений необходимо выполнить расчет во втором приближении.

Второе приближение

Примем $q = 59000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ и $\frac{R_1}{R} = 0,25$.

Далее, аналогично предыдущему находим:

$$t_k = 104 - 0,5 \cdot 0,25 \cdot 36 = 100^\circ \text{C},$$

что незначительно отличается от ранее полученной величины и не требует связанных со значением t_k пересчетов (в частности, остается значение $A_1 = 270 \cdot 10^3$).

Для характеристики режима стекания пленки конденсата имеем:

$$Re_k = 137 \frac{59000}{50000} = 162 < 180;$$

следовательно,

$$\alpha_1 = \frac{270 \cdot 10^3}{(59000 \cdot 1,5)^{1/2}} = 6100 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$$

и соответственно,

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} = 160 \cdot 10^{-6}.$$

Значения термических сопротивлений R_{cm} и R_2 , а также R_s во втором приближении не изменяются. Поэтому

$$R = R_1 + R_{cm} + R_s + R_2 = \\ = (160 + 30 + 120 + 300) \cdot 10^{-6} = 610 \cdot 10^{-6},$$

что дает коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{10^6}{610} = 1640 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Проверка принятых во втором приближении величин дает:

$$q = 1640 \cdot 36 = 59000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час;} \\ \frac{R_1}{R} = \frac{160}{610} = 0,26,$$

что указывает на хорошее согласование результатов. Поэтому останавливаемся на полученном во втором приближении значении $k = 1640 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$.

Заметим, что близкое совпадение результатов вычисления k в обоих приближениях в данном случае объясняется относительно малым влиянием теплового напряжения q на величину k вследствие относительной малости термического сопротивления R_1 .

В нашем случае мы получили:

$$R_1 : R_{cm} : R_s : R_2 = 0,26 : 0,05 : 0,20 : 0,49,$$

т. е. основным термическим сопротивлением является величина, относящаяся к участку теплоотдачи от стенки к нагреваемому раствору ($R_2 = 0,49R$).

4. Определение поверхности нагрева

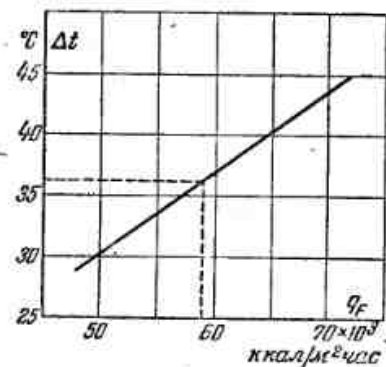
Поверхность нагрева подогревателя определится по общей формуле (2-10):

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{1,9 \cdot 10^6}{1640 \cdot 36} = 32 \text{ м}^2.$$

Расчет коэффициента теплопередачи можно выполнить и графоаналитическим путем, как это изложено выше в § 2-8 п. „д“, с построением нагрузочной характеристики теплообменного аппарата.

Результаты вычислений разностей температур Δt , соответствующих различным значениям q , для данного случая сведены в следующей таблице:

Определяемые величины	Размерность	Значения q , ккал/м ² час		
		50 000	60 000	70 000
$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} = \frac{(qt)^{1/2}}{A_1}$	м ² час град/ккал	155·10 ⁻⁶	160·10 ⁻⁶	170·10 ⁻⁶
$R_{cm} = \frac{\delta}{\lambda}$	м ² час град/ккал	30·10 ⁻⁶	30·10 ⁻⁶	30·10 ⁻⁶
$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} = \frac{d}{Nu \lambda}$	м ² час град/ккал	303·10 ⁻⁶	300·10 ⁻⁶	300·10 ⁻⁶
$R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2$	м ² час град/ккал	485·10 ⁻⁶	490·10 ⁻⁶	500·10 ⁻⁶
$R_3 = \frac{1-\varphi}{\varphi} R_0$	м ² час град/ккал	120·10 ⁻⁶	120·10 ⁻⁶	125·10 ⁻⁶
$R = R_0 + R_3$	м ² час град/ккал	605·10 ⁻⁶	610·10 ⁻⁶	625·10 ⁻⁶
$\Delta t = q \cdot R$	град.	30,2	36,6	43,7



Фиг. 2-30. Нагрузочная характеристика подогревателя (к примеру 2-18).

Построив по этим данным график $\Delta t = f(q)$, как это сделано на фиг. 2-30, для значения $\Delta t = 36^\circ\text{C}$ находим

$$q = 59\,000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час,}$$

откуда

$$k = \frac{q}{\Delta t} = \frac{59\,000}{36} =$$

$$= 1\,640 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град,}$$

что совпадает с ранее вычисленным значением.

Пример 2-19. Выполнить тепловой расчет холодильника для охлаждения от 90 до 30° С 30%-ного раствора NaOH в количестве 35 т/час. Охлаждающий агент — вода начальной температуры 20° С, холодильник — противоточный элементный (секционный); в секциях диаметром $D = 150/156$ мм размещены семь внутренних трубок диаметром $d = 30/33$ мм. Коэффициент использования поверхности охлаждения $\varphi = 0,85$.

1. Температурные условия процесса охлаждения

Имея в виду возможность дальнейшего использования тепла отходящей воды и стремясь к сокращению расхода воды, при-

нимзем конечную температуру воды $t_2'' = 70^\circ\text{C}$. Тогда получим следующие данные:

$$t_1' = 90^\circ\text{C} \longrightarrow t_1'' = 30^\circ\text{C}; \Delta t_c = 90 - 70 = 20^\circ\text{C}.$$

$$t_2'' = 70^\circ\text{C} \longleftarrow t_2' = 20^\circ\text{C}; \Delta t_m = 30 - 20 = 10^\circ\text{C}.$$

Средняя разность температур (учитывая, что $\frac{\Delta t_c}{\Delta t_m} = 2$) определится по формуле (2-17):

$$\Delta t_{cp} = \frac{20 + 10}{2} = 15^\circ\text{C}.$$

При этом средние температуры рабочих сред могут быть определены как среднearифметические величины:

$$t_{1cp} = \frac{90 + 30}{2} = 60^\circ\text{C};$$

$$t_{2cp} = \frac{20 + 70}{2} = 45^\circ\text{C}.$$

Для этих температур, имея в виду обозначения физических параметров, приведенные в примере 2-18, по справочным таблицам находим:

Рабочая среда	t_{cp} , °С	$\nu \cdot 10^6$, м ³ /сек	λ , ккал/м час град	c , ккал/кг град	γ , кг/м ³	Pr
Раствор	60	4,2	0,53	0,88	1 300	32,7
Вода	45	0,6	0,55	1,00	990	3,9

2. Тепловая нагрузка и расход охлаждающей воды

Тепловая нагрузка холодильника с учетом потерь тепла в окружающую среду составит:

$$Q = \frac{1}{x} G_1 c_1 (t_1' - t_1'') = 0,97 \cdot 35 \cdot 10^3 \cdot 0,88 (90 - 30) = 1,8 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Расход охлаждающей воды

$$W = \frac{Q}{t_2'' - t_2'} = \frac{1,8 \cdot 10^6}{70 - 20} = 36\,000 \text{ кг/час.}$$

3. Определение коэффициента теплопередачи

а) Для участка теплоотдачи от охлаждаемого раствора к стенке имеем:

Площадь сечения потока:

$$f_1 = n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} = 7 \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,005 \text{ м}^2.$$

Скорость движения раствора

$$w_1 = \frac{G_1}{\gamma_1 \cdot f_1} = \frac{35\,000}{3\,600 \cdot 300 \cdot 0,005} = 1,5 \text{ м/сек.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{1,5 \cdot 0,03}{4,2 \cdot 10^{-6}} = 107\,000 > 10\,000.$$

Следовательно, справедливо уравнение ВТИ для случая охлаждения:

$$Nu_1 = 0,0263 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,35} = 0,0263 \cdot 107\,000^{0,8} \cdot 32,7^{0,35} = 155,$$

откуда

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_1} = 155 \cdot \frac{0,53}{0,03} = 2\,700 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$$

и

$$R_1 = \frac{1}{2\,700} = 370 \cdot 10^{-6}.$$

б) Термическое сопротивление стальной стенки при $\lambda = 50$ ккал/м час град составит:

$$R_{\text{ст}} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,0015}{50} = 30 \cdot 10^{-6}.$$

в) Для участка теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде имеем:

Площадь сечения потока

$$f_2 = \frac{\pi D_{\text{вн}}^2}{4} - n \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{\pi}{4} (0,15^2 - 7 \cdot 0,033^2) = 0,0116 \text{ м}^2.$$

Скорость движения охлаждающей воды

$$w_2 = \frac{G_2}{\gamma_2 \cdot f_2} = \frac{36\,000}{3\,600 \cdot 990 \cdot 0,0116} = 0,9 \text{ м/сек.}$$

Эквивалентный диаметр сечения по формуле (2-65):

$$d_2 = \frac{4f_2}{u} = \frac{4 \cdot 0,0116}{7 \cdot \pi \cdot 0,033} = 0,064 \text{ м.}$$

Число Рейнольдса

$$Re_2 = \frac{w_2 d_2}{\nu_2} = \frac{0,9 \cdot 0,064}{0,6 \cdot 10^{-6}} = 96\,000 > 10\,000.$$

Следовательно, справедливо уравнение ВТИ для случая нагревания:

$$Nu_2 = 0,0209 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,45} = 0,0209 \cdot 96\,000^{0,8} \cdot 3,9^{0,45} = 375,$$

откуда

$$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_2} = 375 \frac{0,55}{0,064} = 3\,200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$$

и

$$R_2 = \frac{1}{3\,200} = 310 \cdot 10^{-6}.$$

г) Термическое сопротивление загрязнений стенки при $\varphi = 0,85$ составит:

$$R_s = \frac{1-\varphi}{\varphi} R_0 = \frac{1-0,85}{0,85} (370 + 30 + 310) \cdot 10^{-6} = 125 \cdot 10^{-6}.$$

д) Общее термическое сопротивление

$$R = R_0 + R_s = 835 \cdot 10^{-6},$$

и коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{10^6}{835} = 1\,200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Соотношение между термическими сопротивлениями на отдельных участках теплоотдачи здесь составляет:

$$R_1 : R_{\text{ст}} : R_s : R_2 = 0,44 : 0,04 : 0,15 : 0,37,$$

откуда видно, что термические сопротивления R_1 и R_2 в данном случае характеризуются почти одинаковыми относительными значениями. Роль металлической стенки, как в предыдущих примерах, невелика.

4. Определение поверхности охлаждения

Поверхность охлаждения холодильника составит:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{1,8 \cdot 10^6}{1\,200 \cdot 15} = 100 \text{ м}^2.$$

2-11. МЕТОДИКА ПОЗЕРОЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Основной задачей поверочного теплового расчета теплообменного аппарата является оценка пригодности предназначенных к установке или работающих в производственных условиях аппаратов в смысле обеспечения требуемой производительности. С этой задачей непосредственно связаны установление оптимального режима теплозой работы аппарата, а также выбор условий, обеспечивающих этот режим.

При этом необходимо четко различать следующих два понятия:

а) потребная разность температур (Δt_n), обеспечивающая заданную производительность аппарата в определенных условиях его работы в зависимости от технологической схемы производства;

б) располагаемая разность температур (Δt_p), могущая быть использованной для работы данного аппарата в зависимости от тепловой схемы предприятия.

При установившейся работе теплообменного аппарата, очевидно, соблюдается условие

$$\Delta t_p = \Delta t_n,$$

причем величина

$$a = \frac{\Delta t_p}{\Delta t_n} \quad (2-88)$$

представляет собой меру пригодности рассчитываемого аппарата и может быть названа запасом производительности аппарата в данных условиях.

Таким образом, установившаяся работа теплообменного аппарата отвечает условию $a=1$. При выполнении поверочных расчетов могут встретиться случаи, когда $a>1$ либо $a<1$. Во всех таких случаях задачей поверочного расчета, анализа получаемых результатов и нормирования тепловых аппаратов является выбор режима работы аппарата соответственно условию $a=1$ или $\Delta t_p = \Delta t_n$. Можно сказать, что в этом состоит необходимое согласование технологических и тепловых характеристик работы теплообменных устройств.

Содержание и последовательность поверочных расчетов можно выяснить при рассмотрении величин, входящих в уравнение (2-88).

Потребная разность температур определяется на основании уравнения теплообмена:

$$Q = kF\Delta t,$$

откуда

$$\Delta t_n = \frac{Q}{kF}, \quad (2-89)$$

где Q — тепловая нагрузка аппарата, *ккал/час*;
 k — коэффициент теплопередачи, *ккал/м² час град*;
 F — поверхность теплообмена, *м²*.

Располагаемая разность температур может быть определена в зависимости от назначения аппарата и схемы движения рабочих сред. Вычисления эти совпадают с определением средней разности температур, подробно рассмотренным выше в § 2-4.

Так, например, для теплообменных аппаратов простого тока (противоточных и прямого тока), а также для большой группы парожидкостных теплообменников (подогревателей и конденсаторов) справедливо соотношение (2-16) для среднелогарифмической разности температур:

$$\Delta t_p = \frac{\Delta t_G - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_G}{\Delta t_M}},$$

где Δt_G — большая разность температур в процессе теплообмена;
 Δt_M — меньшая разность температур.

Для теплообменных аппаратов смешанного и перекрестного тока следует пользоваться формулой (2-20).

К исходным данным для поверочного теплового расчета теплообменных аппаратов относятся данные о тепловой нагрузке аппаратов Q , поверхности теплообмена F и температурных условиях работы аппаратов. Кроме того, должны быть известны данные о конструктивных размерах аппаратов, скорости движения рабочих сред и другие сведения, необходимые для расчета коэффициента теплопередачи.

Содержание поверочных тепловых расчетов теплообменников сводится к следующим основным вычислениям:

1. Определение коэффициента теплопередачи в соответствии с фактическими условиями работы аппарата при заданной его тепловой нагрузке.

2. Определение потребной разности температур на основании приведенной выше формулы (2-89).

3. Определение располагаемой разности температур по методике, изложенной в § 2-4 для нахождения средней разности температур.

4. Определение запаса производительности и анализ полученных результатов, имеющий целью достижение основного условия установившейся работы: $a=1$.

Если при некотором определенном режиме оказывается $a>1$, т. е. если аппарат имеет избыточную производительность, следует рассмотреть вариант работы аппарата с использованием

теплоносителя пониженного потенциала (например, для парожидкостных подогревателей — применение греющего пара пониженного давления при использовании паротбора многокорпусной выпарной установки или из турбины при наличии нескольких отборов), что, как правило, приводит к рационализации использования теплоэнергетических ресурсов предприятия. Если такой возможности в данных производственных условиях нет, то поверочный расчет должен установить потребные пределы изменения параметров теплоносителя (например, путем дросселирования греющего пара при поступлении его в аппарат).

Если $a < 1$, т. е. если по расчету производительность аппарата недостаточна, следует тщательно рассмотреть такие, например, возможности:

- повышение коэффициента теплопередачи;
- уменьшение тепловой нагрузки аппарата за счет рационализации технологии производственных процессов;
- повышение потенциала теплоносителя за счет рационализации тепловой схемы производства;
- увеличение поверхности теплообмена (в исключительных случаях).

В связи с анализом получаемых результатов поверочные расчеты обычно приходится выполнять в нескольких вариантах для возможности выбора наилучшего.

Пример 2-20. Установить оптимальный режим работы подогревателя сахарного раствора, представляющего пять последовательно соединенных по продукту теплообменников при следующих данных:

- давление греющего водяного пара $p = 0,6$ атм;
- количество раствора $G_1 = 45\,000$ кг/час;
- начальная температура раствора $t_2' = 50^\circ\text{C}$;
- конечная температура раствора $t_2'' = 80^\circ\text{C}$.

Подогреватели — вертикальные трубчатые одноходовые. Диаметр стальных трубок $d = 30/33$ мм, длина $l = 1\,950$ мм, число их $n = 120$. Коэффициент использования поверхности нагрева $\varphi = 0,8$.

Физические параметры 20%-ного раствора при средней температуре $65-70^\circ\text{C}$ составляют:

- $c = 0,9$ ккал/кг град;
- $\nu = 0,7 \cdot 10^{-6}$ м²/сек;
- $\gamma = 1\,070$ кг/м³;
- $\lambda = 0,54$ ккал/м час град;
- $Pr = 4,5$.

Первый вариант

1. Определение коэффициента теплопередачи

а) При пленочной конденсации водяного пара и ламинарном стекании пленки конденсата

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q l)^{1/4}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

При средней температуре пленки конденсата $t_k = 80^\circ\text{C}$ расчетный коэффициент A_1 по формуле (2-84) составляет:

$$A_1 = 1\,000(141 + 1,85 \cdot 80 - 0,0053 \cdot 80^2) = 250 \cdot 10^3.$$

Тепловое напряжение поверхности нагрева определится по формуле

$$q = \frac{Q}{F} \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}$$

Здесь тепловая нагрузка подогревателей

$$Q = x G_2 c_2 (t_2'' - t_2') = 1,03 \cdot 45\,000 \cdot 0,9 (80 - 50) = 1,25 \cdot 10^6 \text{ ккал/час.}$$

Поверхность теплообмена группы подогревателей

$$F = \pi d l n = 5 \cdot \pi \cdot 0,03 \cdot 1,95 \cdot 120 = 110 \text{ м}^2.$$

Следовательно, тепловое напряжение поверхности теплообмена

$$q = \frac{1,25 \cdot 10^6}{110} = 11\,400 \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}$$

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_1 = \frac{250 \cdot 10^3}{(11\,400 \cdot 1,95)^{1/4}} = 9\,200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$$

и соответствующее термическое сопротивление

$$R_1 = \frac{1}{9\,200} = 110 \cdot 10^{-6}.$$

б) Термическое сопротивление металлической стенки

$$R_{cm} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,0015}{50} = 30 \cdot 10^{-6}.$$

в) Для участка теплоотдачи от стенки к раствору имеем площадь живого сечения потока

$$f = n \frac{\pi d^2}{4} = 120 \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,085 \text{ м}^2.$$

Скорость движения раствора

$$w = \frac{G}{3\,600 f} = \frac{45\,000}{3\,600 \cdot 0,085} = 0,14 \text{ м/сек.}$$

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{w l}{\nu} = \frac{0,14 \cdot 0,03}{0,7 \cdot 10^{-6}} = 6\,000.$$

Для промежуточных значений Re ($2300 < Re < 10000$) в соответствии с уравнением (2-69) получаем:

$$Nu = 0,008 Re^{0,6} Pr^{0,43} = 0,008 \cdot 6000^{0,6} \cdot 4,5^{0,43} = 40,$$

откуда

$$\alpha_2 = Nu \frac{\lambda}{d} = 40 \frac{0,54}{0,03} = 720 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$$

и соответствующее термическое сопротивление

$$R_2 = \frac{1}{720} = 1390 \cdot 10^{-6}.$$

г) Для дальнейшего вычисления общего термического сопротивления последовательно находим:

$$R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2 = 1530 \cdot 10^{-6};$$

$$R_s = \frac{1-\varphi}{\varphi} R_0 = \frac{0,2}{0,8} 1530 \cdot 10^{-6} = 380 \cdot 10^{-6};$$

$$R = R_0 + R_s = 1910 \cdot 10^{-6}$$

и, следовательно, коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{10^6}{1910} = 520 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

2. Определение потребной разности температур

В соответствии с формулой (2-89) получаем:

$$\Delta t_n = \frac{Q}{kF} = \frac{1,25 \cdot 10^6}{520 \cdot 110} = 22^\circ \text{C}.$$

3. Определение располагаемой разности температур

В нашем примере температурные условия (при температуре насыщения греющего пара $t_s = 85^\circ \text{C}$) характеризуются следующими данными:

$$t_1 = t_s = 85^\circ \text{C}; \quad \Delta t_G = 85 - 50 = 35^\circ \text{C};$$

$$t_2 = 50^\circ \text{C} \longrightarrow t_2'' = 80^\circ \text{C}; \quad \Delta t_M = 85 - 80 = 5^\circ \text{C}.$$

Следовательно, располагаемая разность температур

$$\Delta t_p = \frac{\Delta t_G - \Delta t_M}{2,3 \lg \frac{\Delta t_G}{\Delta t_M}} = \frac{35 - 5}{2,3 \lg \frac{35}{5}} = 15,5^\circ \text{C}.$$

4. Определение запаса производительности и анализ результатов

Запас производительности определим по формуле (2-88):

$$a = \frac{\Delta t_p}{\Delta t_n} = \frac{15,5}{22} = 0,7,$$

что указывает на недостаточность производительности аппарата при заданных условиях его работы, т. е. недостижимость принятого при выполнении расчета режима.

Второй вариант

Выполним поверочный тепловой расчет подогревателей при условии переделки их с увеличением числа ходов в каждом подогревателе до трех. При этом скорость движения раствора в трубках увеличится до $0,42 \text{ м/сек}$, что даст $Re = 18000 > 10000$.

Тогда в соответствии с уравнением (2-62)

$$Nu = 0,0209 Re^{0,6} Pr^{0,45} = 0,0209 \cdot 18000^{0,6} \cdot 4,5^{0,45} = 100,$$

откуда

$$\alpha_2 = 100 \frac{0,54}{0,03} = 1800 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

и, следовательно,

$$R_2 = \frac{1}{1800} = 550 \cdot 10^{-6}.$$

Далее, получаем:

$$R = \frac{1}{\varphi} (R_1 + R_{cm} + R_2) = \frac{1}{0,8} (110 + 30 + 550) \cdot 10^{-6} = 860 \cdot 10^{-6},$$

откуда

$$k = \frac{10^6}{860} = 1150 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}.$$

Потребная разность температур составит:

$$\Delta t_n = \frac{1,25 \cdot 10^6}{1150 \cdot 110} = 10^\circ \text{C}$$

и запас производительности (при $\Delta t_p = 15,5^\circ \text{C}$)

$$a = \frac{15,5}{10} = 1,55,$$

что указывает на достаточную производительность аппаратов.

Для достижения условия установившейся работы ($a = 1$) следует незначительно дросселировать греющий пар (до $p = 0,5 - 0,55 \text{ ата}$, что соответствует температуре насыщения $t_s = 82 - 83^\circ \text{C}$).

Таким образом, путем увеличения числа ходов в подогревателе можно существенно повысить его производительность. В данном случае оптимальный режим работы подогревателей соответствует устройству трехходовых аппаратов. Целесообразность этого режима должна быть окончательно установлена после определения гидравлического сопротивления группы подогревателей.

2-12. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ПЕРИОДИЧЕСКОГО НАГРЕВАНИЯ И ОХЛАЖДЕНИЯ

Тепловой расчет реакторов как теплообменных устройств с неустановившимся тепловым режимом сводится к расчету процессов периодического нагревания и охлаждения.

При этом следует различать два случая:

1. Температура одной из рабочих сред остается неизменной (например, нагревание продукта за счет тепла конденсирующегося пара).

2. Температура обеих рабочих сред изменяется одновременно (например, охлаждение продукта посредством холодной воды или рассола).

В первом случае расчет не вызывает затруднений и проводится (например, для случая нагревания продукта паром) на основании уравнений теплового баланса

$$Q = G_2 c_2 (t_2'' - t_2') \delta = D (i - i_n) \tau \text{ ккал}$$

и теплообмена

$$Q = kF \Delta t_{cp} \tau \text{ ккал.}$$

В этих формулах обозначают:

G_2 — количество продукта в реакторе, кг;

t_2' и t_2'' — начальную и конечную температуры продукта;

δ — коэффициент, учитывающий потери тепла в окружающую среду;

D — часовой расход греющего пара, кг/час;

τ — продолжительность процесса теплообмена, час.

Разность температур Δt здесь изменяется (за счет изменения температуры только одной среды) лишь с течением времени, причем для всей поверхности теплообмена F в каждый момент эта величина предполагается одинаковой. Поэтому здесь по аналогии со случаем изменения разности температур только вдоль поверхности теплообмена (см. § 2-4) можно пользоваться общей формулой (2-16) для средней разности температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_m}{2,3 \lg \frac{\Delta t_0}{\Delta t_m}}$$

Разница в определении величины Δt_{cp} , таким образом, состоит в том, что в § 2-4 усреднение разности температур производится по поверхности теплообмена F , а здесь — по времени τ .

В зависимости от задачи теплового расчета (проектный или проверочный расчет) нетрудно определить либо поверхность теплообмена

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp} \tau}, \quad (2-90)$$

либо конечную температуру продукта

$$t_2'' = t_1 - (t_1 - t_2') e^{-\frac{kF}{W}}, \quad (2-91)$$

где t_1 — постоянная в данном процессе температура одной из сред (например, греющего пара);

$W = \frac{G_2 c_2}{\tau}$ — водяной эквивалент среды с переменной температурой.

Кроме того, в проверочных расчетах периодических процессов определяется продолжительность процесса

$$\tau = \frac{Q}{kF \Delta t_{cp}}. \quad (2-92)$$

Величина *запаса производительности* для теплообменных устройств периодического действия может быть оценена по формуле

$$a = \frac{\tau_p}{\tau}, \quad (2-93)$$

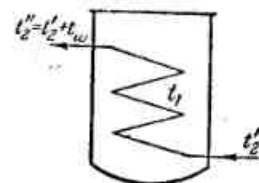
где τ_p — требуемая (расчетная) продолжительность цикла работы устройства;

τ — фактическая продолжительность цикла, которая определяется в зависимости от данных теплового расчета по формуле (2-92).

Все приведенные здесь расчетные формулы надежны при условии правильного выбора среднего расчетного значения коэффициента теплопередачи k . Усреднение коэффициента теплопередачи здесь также производится по времени.

Во втором случае (при одновременном изменении температур обеих сред во времени, а одной из них — и вдоль поверхности теплообмена) расчет несколько сложнее.

Рассмотрим содержание такого расчета применительно к случаю охлаждения продукта проточной охлаждающей средой по схеме, показанной на фиг. 2-31. Дальнейшие выводы исходят из



Фиг. 2-31. Схема температурных условий процесса периодического охлаждения продукта в реакторе.

условий принятия средних значений коэффициента теплопередачи (и по времени и вдоль поверхности теплообмена) и постоянства расхода охлаждающей среды. Температура продукта t_1 непрерывно уменьшается, начальная температура охлаждающей среды t_2' остается с течением времени неизменной, а конечная t_2'' также непрерывно уменьшается.

Аналогично предыдущему имеем уравнение теплового баланса:

$$Q = G_1 c_1 (t_1' - t_1'') \delta = W t_w \tau \text{ ккал}$$

и уравнение теплообмена:

$$Q = kF \Delta t_{cp} \tau \text{ ккал},$$

где W — водяной эквивалент охлаждающей среды, ккал/час град ;

$t_w = t_2'' - t_2'$ — изменение температуры охлаждающей среды в данном процессе.

Для элемента времени $d\tau$, кроме того, можно написать:

$$dQ = W t_w d\tau = kF \Delta t d\tau. \quad (2-94)$$

Из уравнения (2-94) легко установить, что

$$\frac{t_w}{\Delta t} = \frac{kF}{W} = x \quad (2-95)$$

для данного устройства при указанных выше допущениях сохраняет постоянное значение.

Для мгновенной разности температур между рабочими средами, таким образом, справедливы соотношения

$$\Delta t = \frac{t_w}{x} = \frac{\Delta t_G - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_G}{\Delta t_M}},$$

где большая разность температур

$$\Delta t_G = t_1 - t_2'$$

и меньшая

$$\Delta t_M = t_1 - t_2''$$

(не следует забывать, что $t_2'' - t_2' = t_w$).

Следовательно,

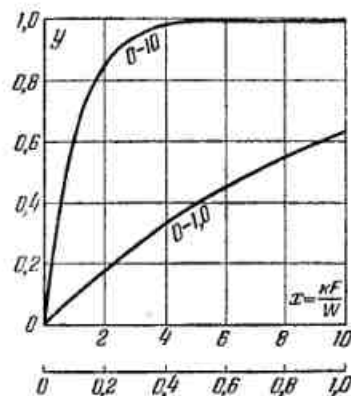
$$\Delta t = \frac{t_w}{x} = \frac{t_w}{\ln \frac{1}{1 - \frac{t_w}{t_1 - t_2'}}}} = \frac{-t_w}{\ln \left(1 - \frac{t_w}{t_1 - t_2'} \right)}, \quad (2-96)$$

откуда получаем:

$$e^{-x} = 1 - \frac{t_w}{t_1 - t_2'}$$

Для каждого момента времени, таким образом, изменение температуры охлаждающей среды определяется соотношением

$$t_w = (t_1 - t_2') \frac{e^x - 1}{e^x} = (t_1 - t_2') y, \quad (2-97)$$



где

$$y = \frac{e^x - 1}{e^x}. \quad (2-98)$$

Величина расчетного коэффициента y зависит только от значения x ; и, следовательно, для данного устройства сохраняет постоянное значение. Эта величина может быть названа характеристикой теплообменного устройства.

Характеристику холодильника [см. уравнение (2-97)] можно выразить также соотношением

$$y = \frac{t_w}{t_1 - t_2'}, \quad (2-99)$$

Фиг. 2-32. К определению числовых значений характеристики холодильника периодического действия.

представляющим собой отношение изменения температуры охлаждающей среды t_w в данный момент времени к соответствующему максимальному температурному напору $t_1 - t_2'$. Именно этими величинами достаточно полно характеризуются условия тепловой работы аппарата, причем повышение эффективности процесса требует увеличения значений характеристики y , что связано с увеличением коэффициента теплопередачи или поверхности теплообмена, а также с уменьшением расхода охлаждающей среды.

Из (2-96) и (2-99) нетрудно установить также, что

$$\frac{kF}{W} = x = \ln \frac{1}{1-y} = 2,3 \lg \frac{1}{1-y}. \quad (2-100)$$

При выполнении расчетов можно пользоваться числовыми данными о зависимости между величинами y и x , которые в графической форме представлены на фиг. 2-32.

Рассмотрение графика (фиг. 2-32) показывает, что числовые значения характеристики y возрастают при увеличении значений x .

Интенсивное увеличение значений y наблюдается, однако, лишь в области $x < 3$. Дальнейшее увеличение значений x (от $x = 3$) почти не отражается на изменении величины y : кривая $y = f(x)$ асимптотически приближается к предельному значению $y = 1$. Эти особенности закономерности изменения величины y следует иметь в виду при расчетной оценке эффективности процесса: возможны случаи, когда, например, даже весьма значительное увеличение поверхности теплообмена F (если $x > 3$) почти совсем не изменяет условий работы рассматриваемого устройства.

Изменение температуры охлаждающей среды зависит от значений характеристики холодильника и для начального момента времени, очевидно, составит:

$$t'_w = (t'_1 - t'_2) y,$$

а для конечного момента времени

$$t''_w = (t''_1 - t''_2) y.$$

Среднее изменение температуры охлаждающей среды для всего периода работы аппарата

$$t_{wcp} = \frac{t'_w - t''_w}{\ln \frac{t'_w}{t''_w}} = \frac{t'_1 - t''_1}{2,3 \lg \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}} y, \quad (2-101)$$

т. е. величина t_{wcp} также непосредственно зависит от характеристики аппарата y .

Средняя разность температур между средами по аналогии с формулой (2-96) может быть определена по уравнению

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{wcp}}{x}. \quad (2-102)$$

Полученные соотношения устанавливают взаимосвязь между следующими важнейшими величинами, характеризующими тепловую работу холодильников периодического действия:

- 1) расход охлаждающей среды W ;
- 2) изменение температуры охлаждающей среды в процессе t_w ;
- 3) поверхность теплообмена F ;
- 4) продолжительность охлаждения τ ;
- 5) конечная температура продукта t''_1 .

Из этих основных величин некоторые должны быть заданы, другие подлежат определению в результате расчета. К последним относятся любые две из этих величин (соответственно двум исходным соотношениям: уравнению теплового баланса и уравнению теплообмена.

Приведенные выше расчетные соотношения позволяют выполнять тепловые расчеты периодических процессов в различных вариантах. Так, например, проектные расчеты, основной задачей которых является определение потребной поверхности теплообмена, могут выполняться при выбранных значениях повышения температуры охлаждающей среды t_w либо при заранее выбранном расходе охлаждающей среды W . При выполнении поверочных расчетов периодических процессов основной задачей является вычисление продолжительности периода работы аппарата τ , которая в конечном счете определяет производительность теплообменного устройства периодического действия. Иногда в поверочных расчетах требуется найти конечную температуру продукта t''_1 .

Основной особенностью изложенной здесь методики теплового расчета является использование понятия о характеристике теплообменного устройства y . Напомним, что физический смысл этой величины устанавливается соотношением (2-99):

$$y = \frac{t_w}{t_1 - t_2},$$

которое учитывает влияние на работу теплообменного устройства всех основных температурных условий процесса (фиг. 2-31).

При выполнении проектных расчетов, когда обычно заранее известна величина t_{wcp} и заданы другие температурные условия (t'_1, t''_1, t'_2), величина y определяется на основании уравнения (2-101):

$$y = \frac{t_{wcp}}{t'_1 - t''_1} 2,3 \lg \frac{t'_1 - t'_2}{t''_1 - t''_2}. \quad (2-103)$$

При выполнении поверочных расчетов, когда обычно заранее известна величина $x = \frac{kF}{W}$, значение y определяется соотношением (2-98):

$$y = \frac{e^x - 1}{e^x}$$

или по вспомогательному графику (фиг. 2-32).

Приложения изложенной методики теплового расчета удобнее всего пояснить на конкретных расчетных примерах.

Пример 2-21. В реакторе периодического действия охлаждается продукт в количестве $G = 7500$ кг теплоемкостью $c = 0,9$ ккал/кг град от начальной температуры $t'_1 = 120^\circ \text{C}$ до конечной $t''_1 = 60^\circ \text{C}$.

Продолжительность цикла $\tau = 1,5$ часа.

Определить поверхность теплообмена F и расход охлаждающей воды W , если начальная температура воды $t_2' = 20^\circ \text{C}$, а средний нагрев ее в течение цикла составляет $t_{wcp} = 50^\circ \text{C}$.

Предварительными расчетами установлено среднее значение коэффициента теплопередачи:

$$k = 800 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

1. Характеристика холодильника периодического действия определится по формуле (2-103):

$$y = \frac{t_{wcp}}{t_1' - t_1''} 2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'} = \frac{50}{120 - 60} 2,3 \lg \frac{120 - 20}{60 - 20} = 0,765.$$

2. Тепловая нагрузка холодильника при $\delta = 0,95$

$$Q = G \cdot c (t_1' - t_1'') \delta = 7500 \cdot 0,9 (120 - 60) 0,95 = 385000 \text{ ккал.}$$

3. Расход охлаждающей воды

$$W = \frac{Q}{t_{wcp} \tau} = \frac{385000}{50 \cdot 1,5} = 5130 \text{ кг/час.}$$

При этом конечная температура охлаждающей воды в начале процесса

$$t_{2нач}'' = t_2' + t_w' = t_2' + (t_1' - t_2') y = 20 + (120 - 20) 0,765 = 96,5^\circ \text{C}$$

и в конце процесса

$$t_{2кон}'' = t_2' + t_w'' = 20 + (60 - 20) 0,765 = 50,5^\circ \text{C},$$

что соответствует средней температуре отходящей воды в течение всего цикла $t_{2cp}'' = 70^\circ \text{C}$ (при $t_{wcp} = 50^\circ \text{C}$).

4. Средняя разность температур определится по формуле (2-102):

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{wcp}}{x},$$

где в соответствии с уравнением (2-100)

$$x = 2,3 \lg \frac{1}{1-y} = 2,3 \lg \frac{1}{1-0,765} = 1,45.$$

Этот же результат по известному значению характеристики холодильника y можно найти при помощи вспомогательного графика фиг. 2-32.

Следовательно,

$$\Delta t_{cp} = \frac{50}{1,45} = 34,5^\circ \text{C}.$$

5. Поверхность теплообмена холодильника

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{cp} \tau} = \frac{385000}{800 \cdot 34,5 \cdot 1,5} = 9,3 \text{ м}^2.$$

Пример 2-22. Определить продолжительность охлаждения и среднюю температуру отходящей воды для реактора, снабженного цилиндрическим змеевиковым холодильником $F = 12,5 \text{ м}^2$ из трубок диаметром $d = 45 \text{ мм}$, в котором охлаждается $G = 3600 \text{ кг}$ продукта теплоемкостью $c = 0,8 \text{ ккал/кг град}$, от $t_1' = 100^\circ \text{C}$ до $t_1'' = 40^\circ \text{C}$ при начальной температуре охлаждающей воды $t_2' = 10^\circ \text{C}$. Вода движется по трубкам змеевика со скоростью $w = 0,88 \text{ м/сек}$; удельный вес воды $\gamma = 995 \text{ кг/м}^3$.

Среднее значение коэффициента теплопередачи $k = 800 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$.

1. Характеристику холодильника периодического действия определим по формуле (2-98):

$$y = \frac{e^x - 1}{e^x},$$

где

$$x = \frac{kF}{W},$$

причем часовой расход охлаждающей воды

$$W = \frac{\pi d^2}{4} w \cdot \gamma \cdot 3600 = \frac{\pi \cdot 0,045^2}{4} \cdot 0,88 \cdot 995 \cdot 3600 = 5000 \text{ кг/час,}$$

что численно совпадает с водяным эквивалентом охлаждающей среды

$$W = 5000 \text{ ккал/час град.}$$

Следовательно,

$$x = \frac{800 \cdot 12,5}{5000} = 2,0$$

и

$$y = \frac{e^2 - 1}{e^2} = 0,855,$$

что совпадает с данными вспомогательного графика фиг. 2-32.

2. Тепловая нагрузка холодильника при $\delta = 0,95$

$$Q = G \cdot c (t_1' - t_1'') \delta = 3600 \cdot 0,8 (100 - 40) 0,95 = 164000 \text{ ккал.}$$

3. Нагрев охлаждающей воды:

а) в начале процесса

$$t_w' = (t_1' - t_2') y = (100 - 10) 0,855 = 77^\circ \text{C};$$

б) в конце процесса

$$t_w'' = (t_1'' - t_2') y = (40 - 10) 0,855 = 25,5^\circ \text{C};$$

в) в среднем в течение цикла по формуле (2-101):

$$t_{wcp} = \frac{77 - 25,5}{2,31 \lg \frac{77}{25,5}} = 46,5^\circ \text{C}.$$

4. Средняя температура отходящей воды

$$t_{2cp} = t_2' + t_{wcp} = 10 + 46,5 = 56,5^\circ \text{C}.$$

5. Продолжительность охлаждения

$$\tau = \frac{Q}{W t_{wcp}} = \frac{164000}{5000 \cdot 46,5} = 0,7 \text{ часа.}$$

Анализ влияния различных факторов на продолжительность процесса периодического охлаждения

Пользуясь исходными данными примера 2-22, выясним влияние различных факторов на величину τ .

1. Влияние условий теплообмена (kF)

Изменение условий теплообмена (величины коэффициента теплопередачи k или поверхности охлаждения F) вызывает изменение значения $x = \frac{kF}{W}$ и соответственно характеристики холодильника y . Имея в виду соотношение (2-101), можно написать выражение для продолжительности цикла в таком виде:

$$\tau = \frac{Q}{W t_{\text{всп}}} = \frac{Q}{W (t_1' - t_1'') y} 2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'}$$

Подставляя числовые значения величин, приведенных в примере 2-22, получаем:

$$\tau = \frac{164\,000}{5\,000(100 - 40)y} 2,3 \lg \frac{100 - 10}{40 - 10} = \frac{0,60}{y}, \quad (a)$$

т. е. продолжительность охлаждения обратно пропорциональна величине характеристики холодильника. Максимальное предельное значение характеристики (при $kF \rightarrow \infty$) составляет $y = 1$. Поэтому предельная минимальная продолжительность охлаждения $\tau_{\text{мин}} = \frac{0,60}{1} = 0,6$ часа.

Характер зависимости продолжительности охлаждения от условий теплообмена для данных примера 2-22 графически показан на фиг. 2-33 (кривая kF). Как видно из графика, при увеличении значений kF продолжительность охлаждения сначала уменьшается довольно интенсивно, но при $kF > 10\,000$ ккал/час град дальнейшее уменьшение оказывается незначительным. Таким образом, в данном случае добиться значительного уменьшения τ путем улучшения условий теплообмена не представляется возможным. Это обстоятельство во многих случаях является характерной и неблагоприятной особенностью процесса периодического охлаждения. Как видно из предыдущего, наименьшая предельная продолжительность охлаждения при $y = 1$ выражается соотношением

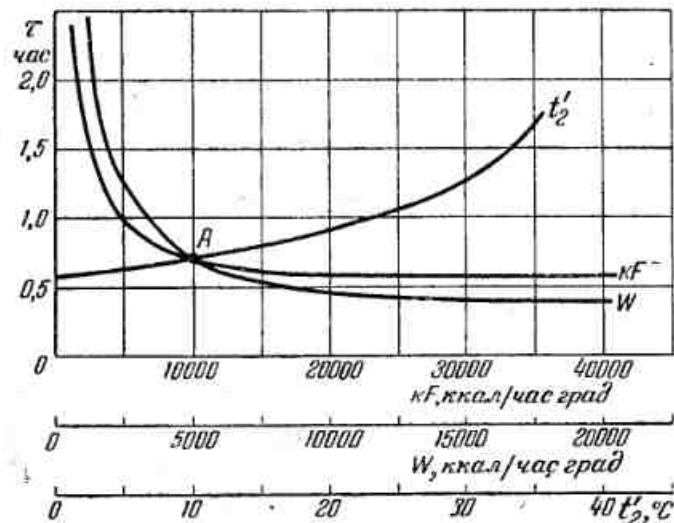
$$\tau_{\text{мин}} = \frac{Q}{W (t_1' - t_1'')} 2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'}$$

т. е. при данных Q и W предопределяется только температурными условиями процесса.

2. Влияние расхода охлаждающей воды W

Как показывают расчеты, влияние изменения расхода охлаждающей воды на продолжительность охлаждения аналогично влиянию условий теплообмена. Снова приводя выражение для τ , получаем:

$$\tau = \frac{Q}{W (t_1' - t_1'') y} 2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'} = \frac{164\,000}{W (100 - 40) y} 2,3 \lg \frac{100 - 10}{40 - 10} = \frac{3\,000}{W y}, \quad (б)$$



Фиг. 2-33. Изменение продолжительности охлаждения в зависимости от различных факторов (к анализу расчетных данных по примеру 2-22).

причем отметим, что [как это видно из уравнения (2-100)] с увеличением W (при неизменных k и F) одновременно уменьшается характеристика холодильника y^* . В конечном счете при увеличении расхода охлаждающей воды продолжительность охлаждения уменьшается, но, начиная с некоторых значений W , это уменьшение становится подобно предыдущему мало заметным. Сказанное иллюстрируется кривой W на фиг. 2-33, где по данным примера 2-22 даже очень значительное увеличение расхода W лишь постепенно приближает величину τ к практически предель-

* Случай, когда при увеличении расхода воды несколько возрастает и коэффициент теплопередачи, что соответственно замедляет уменьшение характеристики холодильника, здесь не рассматривается.

ному наименьшему значению $\tau_{\text{мин}} = 0,3 - 0,35$ часа. Во многих случаях столь значительное увеличение расхода воды может оказаться экономически нецелесообразным.

Следует отметить, что характер кривых kF и W (фиг. 2-33) индивидуален в зависимости от исходных данных. В рассматриваемом частном случае увеличение расхода воды оказывается относительно более эффективным, чем улучшение условий теплообмена. В других случаях результаты могут получиться иными.

3. *Влияние начальной температуры охлаждающей воды t_2' .* Снова применяя выражение для τ , находим:

$$\tau = \frac{Q}{W(t_1' - t_1'')^y} 2,3 \lg \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2'} = \frac{164\,000}{5\,000(100 - 40)0,855} \times \\ \times 2,3 \lg \frac{100 - t_2'}{40 - t_2'} = 1,47 \lg \frac{100 - t_2'}{40 - t_2'}. \quad (в)$$

Как показывают вычисления, при увеличении значений t_2' продолжительность охлаждения увеличивается. Для данных соотношения (в) характер этой зависимости показан на фиг. 2-33 кривой t_2' .

Графики, подобные приведенным на фиг. 2-33, легко построить для каждого из частных случаев, встречающихся на практике. Анализ этих данных дает возможность установить мероприятия, направленные к уменьшению продолжительности охлаждения. Расчетным величинам, приведенным в примере 2-22, соответствует точка А (фиг. 2-33). Как видно по расположению точки А, в данном случае, даже при значительных изменениях условий охлаждения (например, при увеличении расхода охлаждающей воды в 2 раза), продолжительность цикла τ изменится незначительно.

Более существенные результаты может дать применение выносного холодильника (см. § 1-7).

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

КОНСТРУКТИВНЫЙ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3-1. ЗАДАЧИ И СОДЕРЖАНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачей конструктивного расчета теплообменных аппаратов являются определение основных размеров аппаратов и выбор их общей компоновки. Для наиболее распространенных кожухотрубных аппаратов здесь рассматриваются: определение диаметра корпуса аппарата, количества и длины трубок, числа ходов, выбор размещения трубок в трубных плитах и расположения перегородок в трубном и межтрубном пространствах, определение размеров перегородок, диаметров патрубков для рабочих сред.

В соответствии со сказанным содержание конструктивного расчета кожухотрубных теплообменников сводится к следующим основным разделам:

- 1) расчет проточной части трубного пространства;
- 2) выбор размещения трубок в трубных плитах;
- 3) определение диаметра корпуса аппарата;
- 4) расчет проточной части межтрубного пространства;
- 5) определение диаметров патрубков.

Исходными данными для конструктивного расчета обычно являются: расходы рабочих сред (первичной и вторичной), скорости их движения, начальные и конечные температуры, поверхность теплообмена и диаметр трубок аппарата. Таким образом, в конструктивном расчете аппарата используются результаты теплового расчета, и эти расчеты являются взаимно связанными. Иногда результаты конструктивного расчета вынуждают вносить изменения в тепловой, а также гидромеханический расчет. Из всех этих расчетов обычно гидромеханический является завершающим и выполняется после теплового и конструктивного.

3-2. РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТРУБНОГО ПРОСТРАНСТВА

Исходным соотношением здесь является уравнение непрерывности потока:

$$V_1 = \frac{G_1}{\gamma_1} = 3\,600 f_1 \cdot w_1 \text{ м}^3/\text{час}, \quad (3-1)$$

откуда легко определяется площадь сечения трубок одного хода:

$$f_1 = \frac{V_1}{3600 \cdot \omega_1} = \frac{G_1}{3600 \cdot \gamma_1 \cdot \omega_1} \text{ м}^2, \quad (3-2)$$

где G_1 — весовой расход рабочей среды, кг/час;

ω_1 — скорость движения, м/сек;

γ_1 — удельный вес среды, кг/м³.

Сечение одного хода, кроме того, определяется соотношением

$$f_1 = \frac{\pi d_o^2}{4} \cdot n_1,$$

откуда находим количество трубок одного хода

$$n_1 = \frac{4f_1}{\pi d_o^2}, \quad (3-3)$$

где d_o — внутренний диаметр трубок, м.

Поверхность теплообмена аппарата при одном ходе

$$F = \pi d_p L_1 n_1 \text{ м}^2,$$

где d_p — расчетный диаметр трубок, определяемый в зависимости от соотношения между коэффициентами теплоотдачи α_1 и α_2 на основании данных, приводившихся ранее (см. § 2-8).

Следовательно, расчетная длина трубок при одном ходе

$$L_1 = \frac{F}{\pi d_p n_1} \text{ м}. \quad (3-4)$$

Рабочая длина трубок в теплообменных аппаратах обычно не превышает 3—4 м*. Поэтому если по формуле (3-4) длина трубок окажется выше этих значений, то аппарат следует выполнить многоходовым. Число ходов в трубном пространстве при этом составит:

$$z_1 = \frac{L_1}{L}, \quad (3-5)$$

где L — рабочая длина трубок, м.

Совместное рассмотрение приведенных формул (если пренебречь разницей между величинами d_o и d_p) дает соотношение

$$z_1 = 900 \frac{F \cdot d \cdot \gamma_1 \omega_1}{G_1 \cdot L} = \alpha \omega_1,$$

* В отдельных случаях, при больших поверхностях нагрева (свыше 300 м²), применяются трубки длиной до 6—7 м. Более подробные данные об этом приводятся в гл. 4 (см., например, табл. 4-3 и 4-4).

откуда следует, что при данных геометрических размерах трубок и заданных F , G_1 и γ_1 число ходов z_1 прямо пропорционально выбранной в расчете скорости ω_1 движения рабочей среды.

В многоходовых аппаратах рекомендуется выбирать четное число ходов. Тогда подвод и отвод рабочей среды можно осуществить у одной из головок (крышек) аппарата, как это схематически показано на фиг. 3-1,а.

При нечетном числе ходов патрубки необходимо иметь у обеих крышек (фиг. 3-1,б), что усложняет конструкцию аппарата.

В тех случаях, когда и при выборе конструкции многоходового аппарата длина трубки окажется выше допустимой, необходимо изменить либо скорость движения среды, либо диаметр трубок, либо обе эти величины совместно. При этом, однако, необходимо уточнить ранее выполненный тепловой расчет аппарата для измененных значений этих величин.

Общее количество трубок принятой длины L , очевидно, составит:

$$n = z_1 \cdot n_1. \quad (3-6)$$

Это количество трубок необходимо разместить в трубной плите и соответственно с принятым размещением определить диаметр корпуса аппарата.

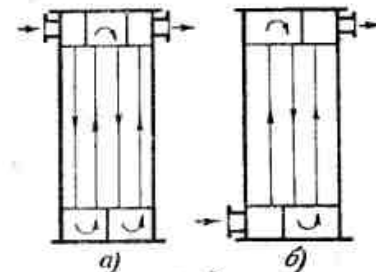
3.3. ВЫБОР РАЗМЕЩЕНИЯ ТРУБОК В ТРУБНЫХ ПЛИТАХ

Выбор размещения трубок в трубных плитах должен производиться с учетом таких требований:

1) достижение максимальной компактности устройства, приводящей к уменьшению диаметров трубных плит и корпуса аппарата, а также к уменьшению сечения межтрубного пространства, что увеличивает скорость движущейся в нем рабочей среды и повышает коэффициент теплопередачи (последнее имеет значение, если рабочая среда в межтрубном пространстве движется без изменения агрегатного состояния);

2) обеспечение достаточной прочности трубных плит и условий прочного и плотного крепления трубок в плитах;

3) придание конструкции аппарата максимальной „технологичности“ в смысле облегчения условий изготовления и ремонта

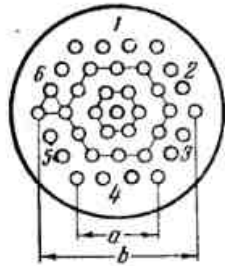


Фиг. 3-1. Конструктивные схемы многоходовых по трубному пространству теплообменных аппаратов.

а — с четным числом ходов; б — с нечетным числом ходов.

аппарата (простота разметки трубных плит, установки перегородок в трубном или межтрубном пространстве и т. п.).

Соблюдение этих важных требований связано с выбором геометрической конфигурации размещения трубок в плитах и шага размещения (расстояния между осями трубок).



Фиг. 3-2. Схема размещения трубок в решетке по сторонам правильных шестиугольников.

По геометрической конфигурации различают следующие способы размещения трубок:

1) по вершинам правильных многоугольников;

2) по concentрическим окружностям.

Преимущественное распространение на практике получил первый из этих способов, причем здесь в свою очередь различают размещение трубок по вершинам равносторонних треугольников (или, что то же, по сторонам правильных шестиугольников) и по вершинам и сторонам квадратов.

а) Размещение трубок по сторонам правильных шестиугольников.

Схема такого размещения трубок, дающего равносторонний шахматный трубный пучок, показана на фиг. 3-2. Если a — количество трубок, расположенных по стороне наибольшего шестиугольника, то общее количество трубок в пучке

$$n_0 = 3a(a - 1) + 1. \quad (3-7)$$

При этом количество трубок, расположенных по диагонали наибольшего шестиугольника,

$$b = 2a - 1. \quad (3-8)$$

Нетрудно также получить

$$n_0 = \frac{3}{4}(b^2 - 1) + 1. \quad (3-9)$$

Для определения количества трубок n_0 в пучке и b по диагонали можно пользоваться табл. 3-1, составленной по числу трубок a по стороне наибольшего шестиугольника в пределах от $a=1$ до $a=25$.

Так, например, для пучка, показанного на фиг. 3-2, количество трубок по стороне наибольшего шестиугольника $a=4$. По данным табл. 3-1 находим:

1) количество трубок по диагонали наибольшего шестиугольника $b=7$;

2) общее количество трубок в пучке $n_0=37$.

Легко видеть, что эти же результаты дают вычисления по формулам (3-8) и (3-7).

Таблица 3-1

Число трубок при размещении по правильным шестиугольникам и concentрическим окружностям

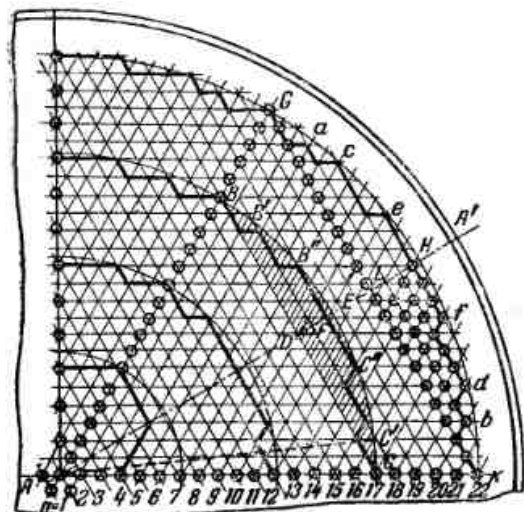
Число трубок по стороне шестиугольника a	Число трубок по диагонали b	Число трубок на площади наибольшего шестиугольника n_0	Число дополнительных трубок по рядам сегментов m			Число трубок на всех сегментах M	Общее число трубок n	2. Размещение по окружностям		
			1-й ряд m_1	2-й ряд m_2	3-й ряд m_3			Число окружностей	Число трубок по наибольшей окружности	Общее число трубок n
1	1	—	—	—	—	1	—	—	—	
2	3	7	—	—	—	7	1	6	7	
3	5	19	—	—	—	19	2	12	19	
4	7	37	—	—	—	37	3	18	37	
5	9	61	—	—	—	61	4	25	62	
6	11	91	—	—	—	91	5	31	93	
7	13	127	—	—	—	127	6	37	130	
8	15	169	3	—	—	187	7	43	173	
9	17	217	4	—	—	241	8	50	223	
10	19	271	5	—	—	301	9	56	279	
11	21	331	6	—	—	367	10	62	341	
12	23	397	7	—	—	439	11	69	410	
13	25	469	8	—	—	517	12	75	485	
14	27	547	9	2	—	613	13	81	566	
15	29	631	10	5	—	721	14	87	653	
16	31	721	11	6	—	823	15	94	747	
17	33	817	12	7	—	931	16	100	847	
18	35	919	13	8	—	1045	17	106	953	
19	37	1027	14	9	—	1165	18	113	1066	
20	39	1141	15	12	—	1303	19	119	1185	
21	41	1261	16	13	4	1459	20	125	1310	
22	43	1387	17	14	7	1615	21	131	1441	
23	45	1519	18	15	8	1765	22	138	1579	
24	47	1657	19	16	9	1921	23	144	1723	
25	49	1801	20	17	10	2083	24	150	1873	

В круглых плитах цилиндрических аппаратов при размещении трубок по периметрам правильных шестиугольников часть плиты оказывается неиспользованной. Такими неиспользованными участками трубной плиты оказываются сегменты, отмеченные на фиг. 3-2 цифрами 1, 2, 3, 4, 5 и 6.

Подобным же образом можно установить, что на плите радиусом AC (фиг. 3-3) со стороны наибольшего шестиугольника BC не будет заполнен трубками заштрихованный на чертеже сегмент $BECD$, а на плите радиуса AK — сегмент $GHKL$ (фиг. 3-3). Исключение здесь составляют трубные плиты при $a < 8$.

Количество трубок, размещенных дополнительно на указанных сегментах, определяется в зависимости от числа дополни-

тельных рядов на сегменте (параллельных сторонам шестиугольников) и числом труб в каждом из этих рядов. Контур поверхности плиты, занятой трубками, при этом представится ломаной (фиг. 3-3), не выходящей за пределы окружности, описанной вокруг шестиугольника.



Фиг. 3-3. Размещение дополнительных трубок на сегментах трубной плиты.

трубок: ab , cd и ef . В первом ряду (ab) помещается $m_1 = 17$ трубок, во втором (cd) — $m_2 = 14$ трубок и в третьем ряду (ef) — $m_3 = 7$ трубок. Следовательно, здесь, как это следует из данных табл. 3-1, при $a = 22$ для каждого сегмента дополнительное количество трубок

$$\Sigma m = m_1 + m_2 + m_3 = 17 + 14 + 7 = 38 \text{ трубок,}$$

а для всех шести сегментов количество трубок

$$M = 6\Sigma m = 6 \cdot 38 = 228 \text{ трубок.}$$

Общее количество трубок на всей плите

$$n = n_0 + M = 1387 + 228 = 1615 \text{ трубок.}$$

Можно отметить, что количество дополнительных трубок M на сегментах составляет 10–18% от числа трубок в пределах наибольшего шестиугольника.

б) Размещение трубок по сторонам квадратов. Схема такого размещения трубок, дающего равносторонний коридорный трубный пучок, показана на фиг. 3-4.

Данные о количестве дополнительных трубок, располагаемых на сегментах трубных плит, приведены в табл. 3-1.

Применительно, например, к расположению трубок, показанному на фиг. 3-3, где на стороне наибольшего шестиугольника GK помещаются $a = 22$ трубок, получаем: $n_0 = 1387$ трубок.

Кроме того, на сегменте $GHKL$ можно поместить дополнительно еще три ряда трубок: ab , cd и ef . В первом ряду (ab) помещается $m_1 = 17$ трубок, во втором (cd) — $m_2 = 14$ трубок и в третьем ряду (ef) — $m_3 = 7$ трубок. Следовательно, здесь, как это следует из данных табл. 3-1, при $a = 22$ для каждого сегмента дополнительное количество трубок

Кроме того, на сегменте $GHKL$ можно поместить дополнительно еще три ряда

Нетрудно видеть, что в этом случае

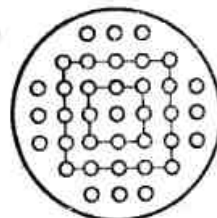
$$b = a$$

и

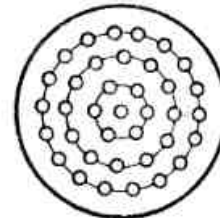
$$n_0 = a^2.$$

Подобно предыдущему здесь при $a > 6$ представляется возможным дополнительное размещение трубок на сегментах.

Однако, как показано ниже, такое размещение трубок является менее компактным, чем размещение по сторонам правильных шестиугольников. Поэтому способ этот применяется в сравнительно редких случаях, когда решающее значение имеет



Фиг. 3-4. Схема размещения трубок в решетке по сторонам квадратов.



Фиг. 3-5. Схема размещения трубок в решетке по сторонам concentрическим окружностям.

удобство очистки межтрубного пространства при выемке трубного пучка. Подсчет количества трубок в основных и дополнительных рядах здесь легко произвести при выполнении соответствующего эскиза размещения трубок на плите.

в) Размещение трубок по concentрическим окружностям. Схема такого размещения трубок показана на фиг. 3-5. Если x — порядковый номер окружности, считая от центральной трубки, то в каждом из concentрических рядов поместится трубок

$$m_x = 2\pi x$$

с округлением, конечно, этого числа до ближайшего меньшего целого значения (например, для $x = 3$ получается $m_3 = 18$; для $x = 6$ — $m_6 = 37$ и т. д.).

Таким образом, шаг размещения трубок t для каждого из рядов оказывается различным, что затрудняет разметку трубных плит, их изготовление и сборку аппарата.

Кроме того, как показывают сравнительные данные, приведенные в табл. 3-1, компактность аппаратов в этом случае оказывается одинаковой с компактностью аппаратов при размещении трубок по сторонам правильных шестиугольников лишь при

малых диаметрах трубных плит (при значениях диаметров, не превышающих $12t$). При $D > 12t$ аппараты с размещением трубок по концентрическим окружностям становятся более громоздкими.

Поэтому такой способ размещения трубок также не получил широкого распространения.

Наиболее рациональным способом размещения трубок в плитках является, таким образом, размещение по сторонам правильных шестиугольников (или по вершинам равносторонних треугольников). При этом полнее всего соблюдаются перечисленные ранее требования простоты, компактности и технологичности устройства. По этим причинам размещение трубок по сторонам правильных шестиугольников более всего распространено.

Соблюдение условий прочности трубной плиты и крепления трубок в плите определяется выбором шага размещения t и способом крепления.

Для стальных трубных плит и крепления в них трубок посредством вальцовки при выборе шага размещения трубок t и расстояния между двумя соседними трубками s (фиг. 3-6) необходимо иметь в виду, что по нормам Главхиммаша при $d = 25 \div 57$ мм принято:

$$\beta = \frac{t}{d} = 1,28 \div 1,23$$

и

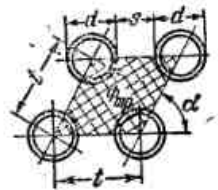
$$s = t - d = 7 \div 13 \text{ мм.}$$

При увеличении диаметра трубки d величина $\beta = \frac{t}{d}$ несколько уменьшается, а расстояние s увеличивается.

В горизонтальных аппаратах, когда в межтрубном пространстве конденсируется пар, стремятся к уменьшению числа трубок, последовательно обтекаемых конденсатом и расположенных в одном вертикальном ряду. При размещении трубок по вершинам шестиугольников этого можно достичь двумя способами:

1) при горизонтальном расположении диагонали шестиугольника (фиг. 3-2);

2) при повороте диагонали шестиугольника на угол δ , так чтобы конденсат, стекающий с верхних трубок, подходил по касательной к боковой поверхности последующего нижнего ряда трубок (фиг. 3-7).



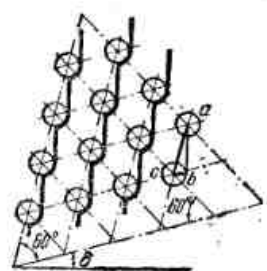
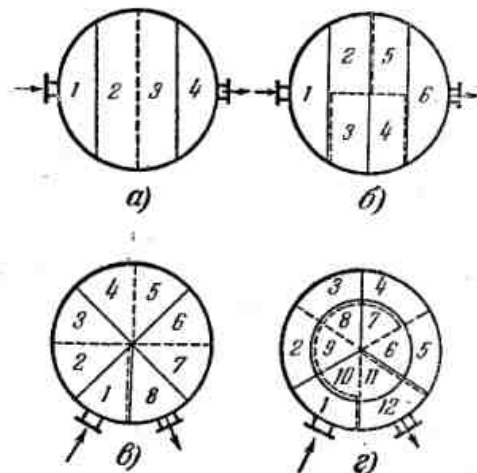
Фиг. 3-6. Схема размещения смежных трубок в решетке.

Угол поворота δ можно определить, рассматривая, например, треугольник abc (фиг. 3-7), для которого находим:

$$\sin(30^\circ - \delta) = \frac{bc}{ac} = \frac{d}{2t} = \frac{1}{2\beta}.$$

При среднем значении $\beta = \frac{t}{d} = 1,25$ получаем $\delta = 6^\circ 30'$.

Приведенные выше данные о размещении труб в плитках относятся к одноходовым по трубному пространству теплообменникам. В многоходовых аппаратах необходимо предусмотреть распределение трубок по ходам и устройство соответствующих перегородок в камерах. При этом общее число трубок в пределах данного диаметра трубной



Фиг. 3-7. Поворот диагонали шестиугольника в горизонтальных теплообменниках.

Фиг. 3-8. Схемы размещения перегородок в камерах многоходовых теплообменных аппаратов.

а, б — хордовые перегородки; в — радиальные перегородки; г — комбинированные (радиальные и дуговые) перегородки.

плиты уменьшается, так как часть плиты оказывается снятой перегородкой.

При разбивке трубок по ходам следует размещать в каждом ходе одинаковое число трубок. Встречается несколько способов размещения трубок по ходам, различающихся типом перегородок. Чаще всего применяют перегородки хордовые, радиальные, дуговые (фиг. 3-8) и их сочетания.

Хордовые (или параллельные) перегородки показаны на фиг. 3-8, а и б. Сплошными линиями показаны перегородки в передней камере аппарата, т. е. со стороны входа рабочей среды в трубное пространство, а пунктирными линиями — в противоположной, задней камере. Цифры показывают последователь-

ность ходов: по нечетным ходам рабочая среда движется от передней камеры к задней, а по четным ходам — в противоположном направлении.

Радиальные перегородки показаны на фиг. 3-8, в.

Дуговые перегородки обычно применяются в сочетаниях с другими типами перегородок, например с радиальными (фиг. 3-8, з).

3-4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНУТРЕННЕГО ДИАМЕТРА КОРПУСА АППАРАТА

Внутренний диаметр корпуса теплообменного аппарата определяется в зависимости от активной площади трубной плиты Φ , заключенной в этом корпусе.

При этом очевидно, что

$$\Phi = \frac{\pi D_0^2}{4},$$

откуда

$$D_0 = \sqrt{\frac{4\Phi}{\pi}}. \quad (3-10)$$

Активная площадь трубной плиты складывается из полезной площади Φ_n , приходящейся на размещенные в плите трубки, и свободной площади Φ_c , не заполненной трубками:

$$\Phi = \Phi_n + \Phi_c.$$

Полезная площадь трубной плиты прямо пропорциональна числу трубок аппарата:

$$\Phi_n = n \cdot \Phi_{mp},$$

где Φ_{mp} — площадь плиты, необходимая для размещения одной трубки (включая и межтрубное пространство), как это показано на фиг. 3-6.

Величина площади Φ_{mp} при размещении трубок по вершинам правильных многоугольников (фиг. 3-6) определяется соотношением

$$\Phi_{mp} = t^2 \cdot \sin \alpha, \quad (3-11)$$

где t — шаг размещения трубок;

α — угол, образуемый центральными линиями трубных рядов.

Нетрудно заключить, что при размещении трубок по вершинам равносторонних треугольников (шахматное расположение) $\alpha = 60^\circ$ и $\sin \alpha = 0,866$; при размещении трубок по вершинам квадратов (коридорное расположение) $\alpha = 90^\circ$ и $\sin \alpha = 1$.

Свободная площадь трубной плиты определяется ее конструктивным оформлением. К ней относятся площадь по периферии

трубного пучка, полосы для помещения перегородок в камерах многоходовых аппаратов и т. п. Она составляет приблизительно 10—50% от полезной площади трубной плиты Φ_n .

Таким образом, можно написать:

$$\Phi = \Phi_n + \Phi_c = \frac{\Phi_n}{\psi}$$

или также

$$\Phi = \frac{n t^2 \sin^2 \alpha}{\psi}, \quad (3-12)$$

где ψ — коэффициент заполнения трубной плиты.

При размещении трубок по шестиугольникам можно принимать:

для одноходовых теплообменников $\psi = 0,8 - 0,9$;

для многоходовых теплообменников $\psi = 0,6 - 0,8$.

Меньшие значения ψ относятся к аппаратам с малым числом трубок и большим числом ходов (по трубному пространству).

При размещении трубок по концентрическим окружностям величина ψ уменьшается на 5—10%, при размещении по вершинам квадратов — на 15%.

Подставляя выражение (3-12) в формулу (3-10), получаем расчетное соотношение для определения внутреннего диаметра корпуса аппарата:

$$D_0 = 1,13 \beta d_n \sqrt{\frac{n}{\psi} \sin \alpha}, \quad (3-13)$$

где $\beta = \frac{t}{d_n}$.

Если принять, далее, во внимание, что поверхность теплообмена аппарата

$$F = n \pi d_p L$$

и пренебречь обычно небольшой разницей между значениями расчетного и наружного диаметров трубки d_p и d_n , то получим несколько видоизмененную расчетную формулу:

$$D_0 = 0,635 \beta \sqrt{\frac{F \cdot d_n}{L \cdot \psi} \sin \alpha}. \quad (3-14)$$

Анализ расчетных формул (3-13) и (3-14) позволяет заключить, что для уменьшения диаметра корпуса аппаратов, повышающего компактность устройства, целесообразно:

- 1) выбирать по возможности малые диаметры трубок d_n ;
- 2) размещать трубки в плитах по вершинам равносторонних треугольников (при $\alpha = 60^\circ$ и $\sin \alpha = 0,866$);

3) уменьшать по возможности значения β (не допуская, однако, зазора между образующими трубок менее 7 мм);

4) увеличивать по возможности рабочую длину трубок L ;

5) не допускать излишних свободных площадей трубных плит, стремясь к возможному увеличению коэффициента заполнения трубной плиты ψ (в одноходовых теплообменных аппаратах можно достигать значений $\psi = 0,9$).

Окончательно величина диаметра корпуса уточняется при изображении на чертеже размещения трубок и трубной плиты с учетом всех конструктивных особенностей данного аппарата.

В тех случаях, когда габариты теплообменного аппарата определяются длиной труб (например, для горизонтальных аппаратов), следует иметь в виду получаемое на основании формул (3-5), (3-4) и (3-3) соотношение

$$L = \frac{1}{4} \frac{F}{z_1 \cdot f_1} d_e, \quad (3-15)$$

где z_1 — число ходов для среды в трубном пространстве;

f_1 — площадь сечения одного хода.

Из соотношения (3-15) следует, что при данных z_1 и f_1 габариты аппарата уменьшаются при уменьшении диаметра труб. С учетом сказанного ранее, таким образом, целесообразно принимать возможно меньшие диаметры труб.

3-5. РАСЧЕТ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МЕЖТРУБНОГО ПРОСТРАНСТВА

Этот раздел конструктивного расчета имеет значение лишь при движении потока без изменения агрегатного состояния (газа или жидкости).

При движении в межтрубном пространстве однофазной среды исходным соотношением является по аналогии с расчетом трубного пространства уравнение непрерывности потока:

$$V_2 = \frac{G_2}{\gamma_2} = 3600 \gamma_2 w_2 \text{ м}^3/\text{час}, \quad (3-16)$$

откуда получается площадь сечения одного хода

$$f_2 = \frac{V_2}{3600 w_2} = \frac{G_2}{3600 \gamma_2 w_2}, \quad (3-17)$$

где G_2 — часовой расход рабочей среды, кг/час;

w_2 — скорость движения, м/сек;

γ_2 — удельный вес среды, кг/м³.

В простейшем случае — при одноходовом и продольном движении рабочей среды в межтрубном пространстве — величина площади сечения f_2 вполне определяется условиями размещения трубного пучка.

При этом можно получить следующее соотношение:

$$f_2 = n \left(\frac{t^2 \sin \alpha}{\psi} - \frac{\pi d_n^2}{4} \right), \quad (3-18)$$

где n — общее число трубок аппарата.

Если сопоставить эту величину с площадью сечения одноходового трубного пространства

$$f_1 = n \frac{\pi d_n^2}{4},$$

то при средних значениях $t = 1,25 d_n$, $\sin \alpha = 0,866$, $\psi = 0,8$ и $\frac{d_n}{d_e} = 1,1$ получаем:

$$\frac{f_2}{f_1} = \frac{\frac{4}{\pi} \frac{t^2 \sin \alpha}{\psi} - d_n^2}{d_e^2} = \frac{2,15 d_n^2 - d_n^2}{0,82 d_n^2} = 1,4.$$

Следовательно, в этом случае при одинаковых объемных количествах рабочих сред V_1 и V_2 скорость движения среды в межтрубном пространстве w_2 составит лишь около 0,7 от скорости w_1 движения рабочей среды в трубном пространстве:

$$w_2 = w_1 \frac{V_2}{V_1} \frac{f_1}{f_2} \approx 0,7 w_1.$$

При меньших количествах V_2 величина скорости w_2 окажется еще меньшей. В общем случае величина скорости движения рабочей среды в межтрубном пространстве (при продольном течении и одном ходе либо при числе ходов, равном числу ходов в трубном пространстве) определится по формуле

$$w_2 = w_1 \frac{V_2}{V_1} \frac{d_n^2}{\frac{4}{\pi} \frac{t^2 \sin \alpha}{\psi} - d_n^2}. \quad (3-19)$$

Уменьшение скорости движения газа или жидкости неблагоприятно влияет на условия теплопередачи, и поэтому часто приходится для достижения оптимальных значений w_2 увеличивать число ходов в межтрубном пространстве.

Для живого сечения в межтрубном пространстве можно, кроме того, получить соотношение

$$f_2 = \Phi_{ca} (1 - x). \quad (3-20)$$

где Φ_{ca} — полная площадь сечения аппарата в плоскости, перпендикулярной направлению движения потока;

x — степень заполнения сечения трубками.

В случае одноходового продольного потока жидкости или газа в межтрубном пространстве получаем:

$$f_2 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - n d_n^2),$$

причем количество трубок

$$n = \frac{\Phi \phi}{\Phi_{np}} = \frac{\pi D_0^2 \phi}{4 t^2 \sin \alpha}.$$

Следовательно,

$$f_2 = \frac{\pi D_0^2}{4} \left(1 - \frac{\pi}{4 \beta^2} \cdot \frac{\phi}{\sin \alpha} \right)$$

и степень заполнения сечения трубками в продольном потоке

$$x_{np} = \frac{\pi}{4 \beta^2} \cdot \frac{\phi}{\sin \alpha}. \quad (3-21)$$

Обычно в теплообменных аппаратах $x_{np} = 0,4 \div 0,5$.

В случае простого поперечного потока среды в межтрубном пространстве полную площадь $\Phi_{св}$ можно отнести к диаметральному продольному сечению, причем здесь

$$\Phi_{св} = D_0 L,$$

где L — рабочая длина трубок.

Далее, находим:

$$f_2 = D_0 L - b d_n L,$$

где b — число трубок на диагонали периферийного шестиугольника.

Приближенно можно считать, что

$$b \approx \frac{D_0}{t} = \frac{D_0}{\beta d_n},$$

а следовательно,

$$f_2 = D_0 L \left(1 - \frac{1}{\beta} \right),$$

т. е. в случае поперечного движения среды степень заполнения сечения трубками

$$x_{non} = \frac{1}{\beta}. \quad (3-22)$$

Обычно в теплообменных аппаратах $x_{non} = 0,75 \div 0,8$.

Число ходов для рабочей среды в межтрубном пространстве при продольном движении среды (фиг. 3-9) и выбранной скорости движения w_2 определяется из условия

$$t_2 = \frac{V_2}{3600 w_2} = \frac{\pi D_0^2}{4 z_2} (1 - x_{np}),$$

откуда число ходов

$$z_2 = \frac{\pi D_0^2}{4 t_2} (1 - x_{np}). \quad (3-23)$$

При этом количество продольных перегородок

$$m_2 = z_2 - 1.$$

Для удобства соединения аппарата с трубопроводами рекомендуется выбирать четное число ходов z_2 .

Длина продольной перегородки l (фиг. 3-9) может быть определена из условия сохранения постоянства скорости w_2 и сечения f_2 потока при повороте между ходами. Так, например, в случае двухходового аппарата для диаметрального сечения получаем:

$$f_2 = D_0 (L - l) - b d_n (L - l) \approx D_0 (L - l) (1 - x_{non}),$$

откуда

$$l = L - \frac{f_2}{D_0 - b d_n}, \quad (3-24)$$

или

$$l \approx L - \frac{f_2}{D_0 (1 - x_{non})}, \quad (3-25)$$

где b — количество трубок, расположенных по диаметру трубной плиты.

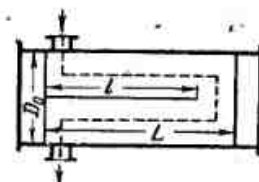
Установка продольных перегородок в аппаратах иногда оказывается неудобной с конструктивной стороны, и более 4—6 ходов здесь обычно не принимают.

Другим вариантом создания многоходовой конструкции является устройство в межтрубном пространстве поперечных перегородок.

Рассмотрим методику конструктивного расчета неперекрывающихся перегородок, выполненных в форме сегментов (фиг. 3-10).

Сечение потока в поперечном по отношению к осям трубок направлении

$$f_2' = \frac{L}{z_2} (D_0 - b d_n) = \frac{L D_0}{z_2} (1 - x_{non}) \quad (3-26)$$



Фиг. 3-9. Схема устройства продольной перегородки в межтрубном пространстве теплообменного аппарата.

и в направлении вдоль трубок (при повороте между ходами)

$$f_2'' = \Phi_{св}'' (1 - x_{np}) = \left(\frac{\pi D_0^2}{4} \cdot \frac{\omega}{360} - \frac{D_0^2}{8} \cdot \sin \omega \right) (1 - x_{np}), \quad (3-27)$$

где ω — центральный угол сегмента перегородки (в градусах).

Число ходов здесь определяется на основании соотношения (3-26):

$$z_2 = \frac{L}{f_2} (D_0 - bd_n) \quad (3-28)$$

либо также

$$z_2 = \frac{LD_0}{f_2} (1 - x_{non}). \quad (3-28a)$$

Соблюдение условия $f_2' = f_2''$ связано с выбором ширины перегородки b . Можно при этом пользоваться соотношением

$$b = (0,6 \div 0,8) D_0, \quad (3-29)$$

проверив далее величину сечения хода по формуле (3-27). Формула (3-29) соответствует $\omega = 100 - 150^\circ$.

Следует напомнить, что установка перегородок (особенно поперечных) в межтрубном пространстве значительно усложняет конструкцию аппарата и является нежелательной. К устройству перегородок следует прибегать лишь в исключительных случаях и в аппаратах, где обе рабочие среды находятся в одинаковом агрегатном состоянии (например, в жидкостно-жидкостных или газо-газовых аппаратах). В большой группе паро-жидкостных теплообменных аппаратов, где в межтрубном пространстве поступает греющий пар, установки перегородок в межтрубном пространстве обычно не требуется.

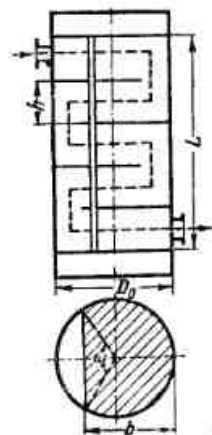
3-6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРОВ ПАТРУБКОВ

Диаметры патрубков аппаратов определяются на основании уравнения непрерывности потока:

$$V = \frac{G}{\gamma} = 3600 \cdot f \omega,$$

причем здесь

$$f = \frac{\pi D_n^2}{4}.$$



Фиг. 3-10. Схема устройства поперечных (сегментных) перегородок в межтрубном пространстве теплообменного аппарата.

Следовательно, для определения диаметра патрубка получаем выражение:

$$D_n = 1,13 \sqrt{\frac{G}{3600 \gamma \omega}}. \quad (3-30)$$

Скорость движения рабочих сред в патрубках по возможности должна совпадать с рабочей скоростью среды в аппарате, устанавливаемой в тепловом и гидравлическом расчетах.

Скорость пара принимается в пределах $\omega = 20 - 40$ м/сек (большие значения относятся к пару низкого давления); скорость конденсата обычно составляет $\omega = 0,5 - 1$ м/сек.

Размер патрубков следует согласовать с размерами относящихся к данному аппарату трубопроводов. Целесообразнее всего принимать D_n равными диаметрам соответствующих трубопроводов.

Пример 3-1. Определить основные размеры и обосновать конструктивную схему теплообменника-подогревателя воздуха за счет тепла нитрозных газов (цеха азотной кислоты азотно-тукового комбината) при следующих данных:

поверхность нагрева	$F = 40 \text{ м}^2$;
количество нитрозных газов	$G_1 = 13700 \text{ кг/час}$;
удельный вес нитрозных газов (при $p = 7 \text{ ат}$):	
при входе	$\gamma_1' = 3,41 \text{ кг/м}^3$;
при выходе	$\gamma_1'' = 4,87 \text{ кг/м}^3$;
средний	$\gamma_1 = 4,14 \text{ кг/м}^3$;
количество нагреваемого воздуха	$G_2 = 12600 \text{ кг/час}$;
удельный вес воздуха	($p = 7 \text{ ат}$):
при входе	$\gamma_2' = 8,3 \text{ кг/м}^3$;
при выходе	$\gamma_2'' = 4,5 \text{ кг/м}^3$;
средний	$\gamma_2 = 6,4 \text{ кг/м}^3$;
скорости движения рабочих сред:	
нитрозных газов	$\omega_1 = 20 \text{ м/сек}$;
воздуха	$\omega_2 = 12 \text{ м/сек}$.

1. Проточная часть трубного пространства. В трубном пространстве движется нитрозный газ.

1. Площадь сечения одного хода трубного пространства определится по формуле (3-2):

$$f_1 = \frac{13700}{3600 \cdot 4,14 \cdot 20} = 0,0461 \text{ м}^2.$$

2. Число трубок одного хода по формуле (3-3) при диаметре $d = 21,25 \text{ мм}$ составит:

$$n_1 = \frac{4 \cdot 0,0461}{\pi \cdot 0,021^2} = 133.$$

3. Расчетная длина трубок при одном ходе (при расчете по среднему диаметру $d_p = 23$ мм) определится по формуле (3-4).

$$L_1 = \frac{40}{133 \cdot \pi \cdot 0,023} = 4,1 \text{ м.}$$

4. Пользуясь рекомендациями нормалей Главхиммаша¹, примем длину трубок $L = 2000$ мм. При этом число ходов по трубному пространству:

$$z_1 = \frac{4100}{2000} \approx 2.$$

5. Общее число трубок аппарата

$$n = 2 \cdot 133 = 266.$$

В соответствии с нормалью Главхиммаша принимаем типовую конструкцию двухходового кожухотрубного теплообменника:

$$d = 21/25 \text{ мм}; L = 2000 \text{ мм}; n = 250; F = 40 \text{ м}^2.$$

II. Размещение трубок в плитах. Выбираем типовое (по нормалью Главхиммаш) размещение трубок в плитах по вершинам правильных шестиугольников. При диаметре трубок $d = 21/25$ мм нормали рекомендуют шаг размещения $t = 32$ мм, что дает

$$\beta = \frac{t}{d_n} = \frac{32}{25} = 1,28.$$

Принятому ранее числу трубок ($n = 250$) соответствует размещение при $a = 9$ и $b = 19$ (см. табл. 3-1). Трубки одного диагонального ряда следует исключить для возможности устройства в камере аппарата перегородки, разделяющей движение газов на два хода.

III. Внутренний диаметр корпуса. Внутренний диаметр корпуса определим по формуле (3-13):

$$D_0 = 1,13 \cdot 1,28 \cdot 25 \sqrt{\frac{250}{0,75} \cdot 0,866} \approx 600 \text{ мм},$$

где коэффициент заполнения трубной плиты ψ принят равным 0,75 и $\sin \alpha = \sin 60^\circ = 0,866$.

Полученное значение $D_0 = 600$ мм соответствует рекомендациям нормалей Главхиммаша для принятых ранее данных о типе и количестве трубок (см. табл. 4-4).

IV. Проточная часть межтрубного пространства. В межтрубном пространстве движется нагреваемый воздух.

¹ Краткие сведения о конструктивных нормалях для теплообменных аппаратов приводятся в гл. 4.

1. Площадь сечения одного хода межтрубного пространства определится по формуле (3-17):

$$f_2 = \frac{12600}{3600 \cdot 6 \cdot 4 \cdot 12} = 0,0456 \text{ м}^2.$$

2. Принимая устройство в межтрубном пространстве поперечных перегородок, число ходов определим по формуле (3-28):

$$z_2 = \frac{2}{0,0456} (0,6 - 19 \cdot 0,025) = 5,5.$$

Принимаем $z_2 = 5$, что удобнее с точки зрения соединения аппарата с трубопроводами (фиг. 3-11). Тогда число перегородок составит $m_2 = 5 - 1 = 4$. Скорость движения воздуха при этом составит около 11 м/сек.

3. Расстояние между перегородками (по высоте аппарата)

$$l_1 = \frac{2}{5} = 0,4 \text{ м.}$$

4. Ширина перегородки по формуле (3-29) составит:

$$b = 0,7 \cdot 0,6 = 0,42 \text{ м.}$$

Примем ширину перегородки $b = 400$ мм. Тогда (фиг. 3-10) $\cos \frac{\omega}{2} = \frac{0,1}{0,3} = 0,33$ и, следовательно, но, $\omega = 142^\circ$.

Степень заполнения сечения трубками (по продольному ходу) определим по формуле (3-21):

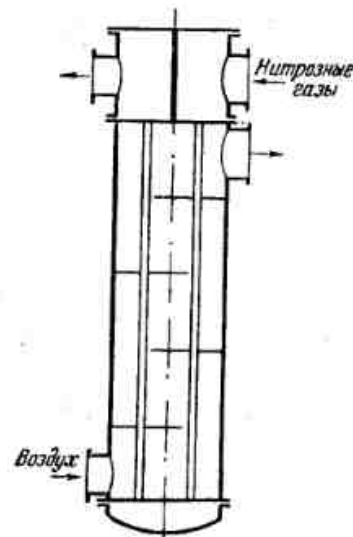
$$x_{np} = \frac{\pi}{4 \cdot 1,28^2} \cdot \frac{0,75}{0,866} = 0,42.$$

Далее, по формуле (3-27) находим:

$$f_2'' = \left(\frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} \cdot \frac{142}{360} - \frac{0,6^2}{8} \cdot 0,62 \right) (1 - 0,42) = 0,049 \text{ м}^2,$$

что удовлетворительно согласуется с ранее полученными результатами, если принять $w_2 = 11$ м/сек.

V. Диаметры патрубков. Диаметры патрубков (штуцеров) теплообменника определяются по формуле (3-30). Размеры эти обычно приходится округлять до ближайшего стандартного зна-



Фиг. 3-11. Конструктивная схема многоходового трубчатого теплообменного аппарата (к расчетному примеру 3-1).

чения D_n , что связано с изменением величины расчетной скорости.

Выполнив соответствующие расчеты, получаем следующие результаты:

Назначение патрубка	Диаметр D_n , мм	Сечение F , м ²	Расчетная скорость w , м/сек
Вход нитрозных газов	250	0,0490	22,8
Выход нитрозных газов	200	0,0314	25,1
Вход воздуха	200	0,0314	13,4
Выход воздуха	250	0,0490	15,6

Конструктивная схема теплообменника показана на фиг. 3-11.

3-7. ЗАДАЧИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Основной задачей гидромеханического расчета теплообменных аппаратов является определение гидравлического сопротивления аппарата (ΔP), т. е. величины потери давления рабочей среды, связанной с прохождением последней через аппарат.

Величина потери напора рабочей среды в теплообменном аппарате определяет расход мощности на преодоление гидравлического сопротивления и поэтому является важной характеристикой экономичности теплоиспользующего устройства. Выше уже отмечалось, что одним из существенных признаков рационального теплообменного аппарата является его минимальное гидравлическое сопротивление. Следует, однако, помнить, что снижение гидравлического сопротивления, связанное с уменьшением скорости движения рабочей среды в аппарате, вызывает также снижение значений коэффициента теплопередачи, что приводит к необходимости увеличения поверхности теплообмена аппарата.

Таким образом, гидромеханический расчет аппаратов оказывается непосредственно связанным с тепловым расчетом. При этом скорость движения рабочих сред должна выбираться в некоторых оптимальных пределах, определяемых, с одной стороны, стоимостью поверхности теплообмена аппарата данной конструкции, а с другой стороны — стоимостью затрачиваемой при эксплуатации аппарата энергии.

Из сказанного следует, что данные гидромеханических расчетов являются существенным фактором для оценки рациональности конструкций аппаратов и установления оптимальных условий их работы.

Как показано ниже, гидравлическое сопротивление теплообменных аппаратов определяется условиями движения рабочих сред, во многом влияющими на режим теплообмена и зависящими от конструктивных особенностей аппаратов.

Следует иметь в виду, что даже в простых теплообменных устройствах гидродинамическая картина движения рабочих сред достаточно сложна. Гидравлический расчет аппаратов поэтому обычно имеет приближенный характер. Такой расчет учитывает лишь наиболее существенные факторы, влияющие на гидравлическое сопротивление, и целиком основывается на опытных данных, получаемых при лабораторных исследованиях и промышленных испытаниях теплообменных устройств.

3.8. ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

В зависимости от природы возникающих сопротивлений в теплообменных аппаратах различают сопротивление трения $\Delta P_{тр}$ и местные сопротивления $\Delta P_{м.с}$. При этом принимают:

$$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_{м.с} \quad (3-31)$$

т. е. полное гидравлическое сопротивление аппарата определяется в основном суммой указанных частных гидравлических сопротивлений отдельных его элементов.

Формула (3-31) является приближенной. Она не учитывает потерь давления, связанных с местными ускорениями потока вследствие изменения плотности рабочей среды, а также с преодолением подъемных сил в вертикальных каналах теплообменных устройств. Эти потери имеют существенное значение при значительных изменениях температуры рабочей среды и достаточно больших высотах вертикальных каналов, как это, например, имеет место в печных устройствах. Для большинства промышленных теплообменников эти факторы обычно проявляются незначительно, и в таких случаях указанные дополнительные потери давления можно не учитывать.

Основные закономерности частных гидравлических сопротивлений обычно подробно рассматриваются в курсах гидравлики, а иногда и теплопередачи (см., например, М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949). Здесь мы ограничимся краткими данными, имеющими по существу справочный характер и необходимыми при проектировании и расчетах теплообменных аппаратов. Часть сведений заимствована из упомянутой книги проф. М. А. Михеева.

Сопротивление трения обусловлено физическими свойствами и особенностями рабочей среды — главным образом вяз-

костью, вследствие которой внутри движущейся рабочей среды (жидкости или газа), а также между средой и ограничивающей поток стенкой, возникают силы трения.

В инженерных расчетах сопротивление трения в каналах определяется по формуле

$$\Delta P_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^2, \quad (3-32)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения (величина безразмерная и зависящая от режима движения среды);

l — длина канала, м;

d — эквивалентный диаметр сечения канала, м;

w — средняя скорость движения среды, м/сек;

γ — удельный вес среды, кг/м³.

Эквивалентный диаметр для каналов любого сечения определяется по формуле

$$d = \frac{4f}{u} \text{ м}, \quad (3-33)$$

где f — площадь поперечного сечения, м²;

u — периметр сечения, м.

Местные сопротивления обусловлены наличием в аппаратах устройств, изменяющих направление движения среды или форму потока (повороты и колена, сужения и расширения сечения потока и т. п.).

В инженерных расчетах местные сопротивления определяются по формуле

$$\Delta P_{м.с} = \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^2, \quad (3-34)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления.

На основании закона суммирования гидравлических потерь при наличии нескольких местных сопротивлений справедливо соотношение

$$\Delta P_{м.с} = \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma, \quad (3-35)$$

причем все коэффициенты местных сопротивлений условно относятся к средней расчетной скорости движения среды.

Следовательно, расчетная формула для определения гидравлического сопротивления теплообменного аппарата в целом имеет следующий общий вид:

$$\Delta P = \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \zeta \right) \frac{w^2}{2g} \gamma \text{ кг/м}^2. \quad (3-36)$$

При известных значениях средней скорости движения среды (определяемой геометрическими размерами аппарата) и её плотности гидравлический расчет основывается, таким образом, на выборе расчетных значений коэффициентов сопротивления трения и местных сопротивлений.

Гидравлическое сопротивление теплообменного аппарата предопределяет величину мощности, необходимой для перемещения рабочей среды (жидкости или газа) через аппарат. При этом

$$N = \frac{G \cdot \Delta P}{3600 \cdot 102 \cdot \gamma \cdot \eta} \text{ квт}, \quad (3-37)$$

где G — весовой расход жидкости или газа, кг/час;

γ — удельный вес ее, кг/м³;

η — к. п. д. нагнетателя или насоса.

3-9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ТРЕНИЯ

Опытами установлено, что величина коэффициента сопротивления трения λ зависит от гидродинамического режима движения среды, шероховатости поверхности труб и характера температурного поля в движущейся среде. Выбор числовых значений коэффициента сопротивления трения поэтому должен производиться с учетом перечисленных обстоятельств.

Рассмотрим некоторые важнейшие частные случаи, имеющие значение при расчетах теплообменных аппаратов.

а) Гладкие трубы при изотермическом движении жидкости или газа

При ламинарном движении среды ($Re < 2320$) в соответствии с законом Пуазейля

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (3-38)$$

причем шероховатость стенки трубы на потери не влияет.

При турбулентном движении среды ($Re > 2320$) коэффициент сопротивления трения определяется по эмпирическим формулам. Наиболее надежные результаты, обобщающие данные различных исследований, дает формула Г. А. Мурина (Всесоюзный теплотехнический институт, 1948 г.):

$$\lambda = \frac{1,01}{(\lg Re)^{2,5}}. \quad (3-39)$$

Следует иметь в виду, что и приведенная здесь наиболее надежная эмпирическая формула дает все же лишь приближенные результаты. В особенности это относится к жидкостям

более вязким, чем вода. Так, опыты, проведенные в Государственном исследовательском нефтяном институте (ГИНИ) над движением нефтепродуктов, показали, что в области турбулентного движения явления трения различных нефтепродуктов проявляются различно. Поэтому расчеты сопротивления более вязких, чем вода, жидкостей следует производить по возможности на основании опытных данных о движении данного продукта. Для нефтепродуктов, например, ГИНИ рекомендует формулу (для значений $Re = 4\,000 \div 100\,000$)

$$\lambda = A + \frac{1,7}{Re^{0,5}}, \quad (3-40)$$

где значение A в зависимости от качества продукта изменяется в пределах $A = 0,0111 \div 0,0175$.

б) Гладкие трубы при неизотермическом движении среды

Сопротивление трения в трубах при неизотермическом движении среды исследовано проф. М. А. Михеевым. В результате этих исследований установлено влияние на величину коэффициента сопротивления трения (при нагревании или охлаждении среды) изменения вязкости в пограничном слое, а также свободного движения или турбулизации потока. Последний фактор имеет значение при ламинарном движении среды.

Формула проф. М. А. Михеева для неизотермического потока имеет вид:

$$\lambda_t = \lambda \cdot \theta, \quad (3-41)$$

где λ — коэффициент сопротивления трения для изотермического потока;

θ — поправка на влияние направления теплового потока.

При ламинарном движении среды (жидкостей и газов)

$$\theta = \left(\frac{Pr_{cm}}{Pr_{жс}} \right)^{1/2} \left[1 + 0,22 \left(\frac{Gr \cdot Pr}{Re} \right)_{жс}^{0,15} \right], \quad (3-42)$$

а при турбулентном движении

$$\theta = \left(\frac{Pr_{cm}}{Pr_{жс}} \right)^{1/2}, \quad (3-43)$$

где Pr_{cm} — число Прандтля для рабочей среды, отнесенное к температуре стенки аппарата;

$Pr_{жс}$ — то же, но отнесенное к средней температуре рабочей среды (жидкости или газа)

На основании формулы (3-43), справедливой для турбулентного движения среды, можно сделать такие выводы:

1. При нагревании жидкостей, когда $Pr_{cm} < Pr_{жс}$, величина коэффициента сопротивления трения уменьшается, а при охлаждении жидкостей, когда $Pr_{cm} > Pr_{жс}$, — она увеличивается.

2. Для нагреваемых или охлаждаемых газов, когда приближенно $Pr_{cm} = Pr_{жс}$, влияние вязкости на сопротивление трения не проявляется.

в) Шероховатые трубы

Шероховатость стенок труб оказывает влияние на сопротивление трения в тех случаях, если толщина пограничного слоя становится меньше высоты выступов шероховатости и эти выступы оголяются. В этих случаях шероховатость стенок труб является причиной образования вихрей и дополнительного сопротивления.

Известно, что с увеличением Re толщина пограничного слоя уменьшается. Поэтому влияние шероховатости стенок зависит от значений Re и относительной шероховатости ϵ (отношения абсолютной шероховатости Δ к радиусу r трубы).

При ламинарном движении шероховатость стенок на сопротивление трения влияния не оказывает, и трубы при этом остаются „гидравлически гладкими“. Величина коэффициента сопротивления трения λ определяется здесь по формуле (3-38).

При турбулентном движении шероховатость стенок влияет на сопротивление трения, начиная с некоторых определенных значений Re_{np} , зависящих от относительной шероховатости ϵ . Значения Re_{np} , при которых трубы перестают быть гидравлически гладкими, возрастают при уменьшении относительной шероховатости ϵ . Числовые значения коэффициента сопротивления $\lambda_{ш}$ возрастают при увеличении ϵ .

В первом приближении можно пользоваться расчетными формулами, предлагаемыми М. А. Михеевым:

$$Re_{np} = \frac{100}{\epsilon} \quad (3-44)$$

и

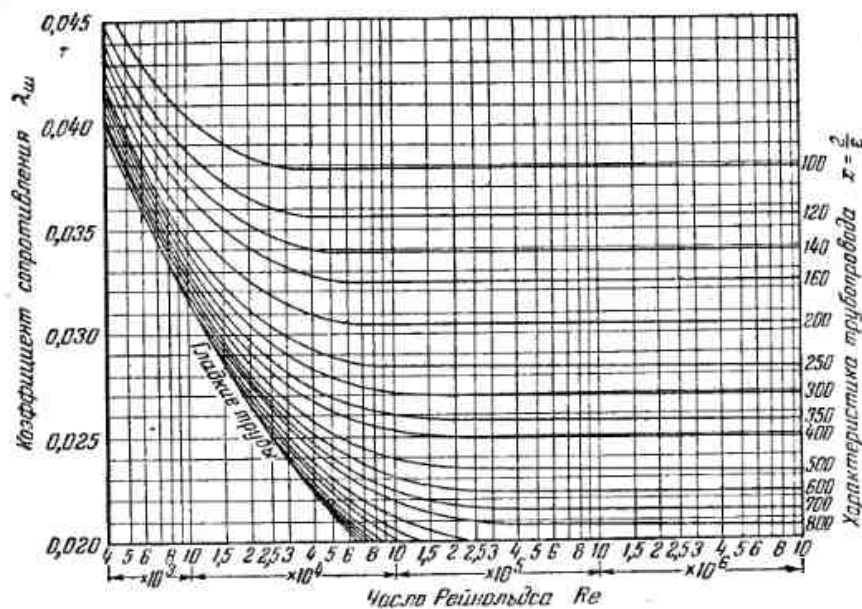
$$\lambda_{ш} = 0,1 \sqrt{\epsilon}. \quad (3-45)$$

Более точные данные о коэффициентах сопротивления шероховатых стальных труб, полученные ВТИ, приведены на номограмме фиг. 3-12 в зависимости от характеристики трубы $x = \frac{2}{\epsilon}$. Там же имеются данные для λ в случае гладких труб.

Таким образом, как это видно из фиг. 3-12, начиная с некоторых предельных значений Re_{np} , сопротивление трения в гид-

различески шероховатых трубах не зависит от Re и сохраняет постоянное значение, определяемое величиной относительной шероховатости ϵ (или характеристикой χ).

Как видно из приведенных данных, вследствие влияния шероховатости значения коэффициента $\lambda_{ш}$ возрастают. В отдельных случаях значения $\lambda_{ш}$ шероховатых труб вдвое выше, чем в гладких трубах.



Фиг. 3-12. Номограмма для определения коэффициента сопротивления $\lambda_{ш}$ шероховатых стальных труб по данным Всесоюзного теплотехнического института.

Надежность пользования приведенными здесь данными о влиянии шероховатости в большой мере снижается вследствие неопределенности данных о числовых значениях абсолютной шероховатости технических труб. В качестве первого приближения можно указать следующие ориентировочные значения абсолютной шероховатости стенок цельнотянутых железных и стальных труб:

новые трубы	$\Delta = 0,1 \text{ мм}$
трубы после длительной эксплуатации и при отсутствии особых источников загрязнения и внутренней коррозии	$\Delta = 0,2 - 0,3 \text{ мм}$
трубы, загрязненные и подвергшиеся значительной внутренней коррозии	$\Delta = 0,5 - 0,8 \text{ мм}$

В отдельных случаях (по Якимову) абсолютная шероховатость стенок труб достигает 1 и даже 2 мм.

Еще более этот вопрос осложняется вследствие отложения на стенках труб осадков. Отложение осадков уменьшает расчетный диаметр труб, а неравномерность отложений усиливает шероховатость. Однако учесть эти обстоятельства количественно точно практически невозможно.

3-10. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ МЕСТНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Величина коэффициентов местных сопротивлений зависит от характера устройств, вызывающих изменение условий движения рабочих сред в теплообменных аппаратах.

К числу основных элементов местных сопротивлений относятся сужения и расширения каналов (проточной части аппаратов) и повороты потока.

Изменение сечения проточной части аппаратов (сужение и расширение) встречается довольно часто. Оно имеет место при входе рабочей среды в аппарат, при переходе из камер в трубное пространство, при поперечном омывании трубного пучка и во многих других случаях. Повороты потока рабочих сред особое значение имеют в многоходовых аппаратах.

Картина гидродинамических явлений, вызываемых местными сопротивлениями, весьма сложна. Учесть точно эти явления очень трудно, и при проектировании аппаратов приходится ограничиваться приближенной оценкой местных сопротивлений с использованием закона сложения потерь. Этот закон имеет также приближенный характер, так как непосредственное последовательное соединение местных сопротивлений изменяет потерю напора вследствие искажения профиля скоростей.

При расчетах теплообменных аппаратов коэффициенты местных сопротивлений, отнесенные к средним рабочим скоростям движения рабочих сред в трубках или межтрубном пространстве, рекомендуется выбирать по данным, приведенным в табл. 3-2.

Пример 3-2. Определить гидравлическое сопротивление паро-водяного подогревателя при следующих данных:

тип подогревателя — горизонтальный трубчатый двухходовый (по воде);
размеры трубок

$$d = 15,5/18 \text{ мм}; l = 4300 \text{ мм};$$

средняя температура воды $t = 80^\circ\text{C}$;

скорость движения воды $w = 1,47 \text{ м/сек}$.

Конструктивная схема устройства подогревателя приведена на фиг. 3-13.

1. Принимая абсолютную шероховатость стенок трубок $\Delta = 0,1 \text{ мм}$, находим относительную шероховатость:

$$\epsilon = \frac{\Delta}{r} = \frac{0,1 \cdot 2}{15,5} = 0,0129.$$

Таблица 3-2

Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ в теплообменных аппаратах

№ п.п.	Характер местных сопротивлений	ζ
1	Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5
2	Поворот (180°) между ходами или секциями	2,5
3	Вход в трубное пространство и выход из него	1,0
4	Вход в межтрубное пространство	1,5
5	Поворот в U-образных трубках	0,5
6	Поворот (180°) через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
7	Поворот (180°) через колено в секционных аппаратах	2,0
8	Огибание перегородок, поддерживающих трубки	0,5
9	Поворот (90°) в межтрубном пространстве	1,0
10	Поперечное движение в межтрубном пространстве (m — число трубок в ряду)	$\frac{3m}{Re^{0,2}}$
11	Круглые змеевики (n — число витков)	0,5 n

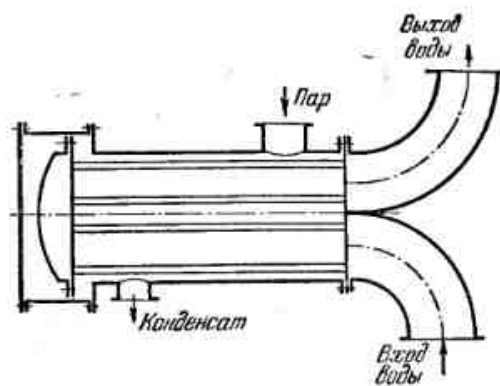


Fig. 3-13. Конструктивная схема паро-водяного подогревателя (к расчетному примеру 3-2).

сопротивления трения не зависит от значения Re и определится по приближенной формуле (3-45):

$$\lambda = 0,1 \sqrt{\zeta} = 0,1 \sqrt{0,0129} = 0,033.$$

Этот же результат получается по номограмме (фиг. 3-12) при $x = \frac{2}{0,0129} = 155$.

2. Для вычисления потерь вследствие местных сопротивлений по данным табл. 3-2 выбираем следующие значения коэффициентов местных сопротивлений:

Предельное значение Re_{np} по приближенной формуле (3-44) составляет:

$$Re_{np} = \frac{100}{\epsilon} = \frac{110}{0,0129} = 7700.$$

Число Рейнольдса при $\nu = 0,36 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$ (соответственно $t = 80^\circ\text{C}$)

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = \frac{1,47 \cdot 0,0155}{0,36 \cdot 10^{-6}} = 63000.$$

Так как в данном случае $Re > Re_{np}$, то коэффициент

входная камера	$\zeta_1 = 1,5$
вход в трубное пространство	$\zeta_2 = 1,0$
поворот между ходами	$\zeta_3 = 2,5$
выход из трубок	$\zeta_4 = 1,0$
выходная камера	$\zeta_5 = 1,5$

Итого . . . $\Sigma \zeta = 7,5$

3. Гидравлическое сопротивление подогревателя на основании формулы (3-36) при $\gamma = 970 \text{ кг/м}^3$ составит:

$$\Delta = \left(0,033 \frac{2 \cdot 4,3}{0,0155} + 7,5 \right) \frac{1,47^2}{2g} 970 = 25,8 \frac{1,47^2}{2g} 970 = 2750 \text{ кг/м}^2,$$

или $\Delta P = 0,275 \text{ ата}$.

При испытании этого подогревателя (см. А. П. Саликов, Теплофикационные бойлеры, стр. 183) было получено $\Delta P = 0,26 \text{ ата}$.

Пример 3-3. Определить гидравлическое сопротивление водо-водяного теплообменника при следующих данных:

тип теплообменника — секционный (по типу подогревателя теплосети Мосэнерго, фиг. 3-14) из восьми секций; первичная вода движется в латунных трубках ($n = 12$) со скоростью $w_1 = 1,5 \text{ м/сек}$; $d = 14/16 \text{ мм}$; $l = 4000 \text{ мм}$; $t_1 = 105^\circ\text{C}$; вторичная вода движется в межтрубном пространстве стального кожуха; $w_2 = 0,8 \text{ м/сек}$; $D = 100 \text{ мм}$; $t_2 = 80^\circ\text{C}$.

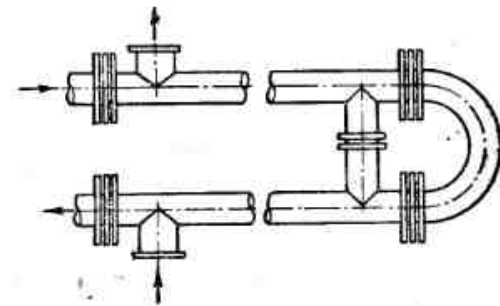


Fig. 3-14. Конструктивная схема водо-водяного теплообменника (к расчетному примеру 3-3).

1. Гидравлическое сопротивление для первичной воды

1. Число Рейнольдса при $\nu = 0,28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$ составляет:

$$Re_1 = \frac{1,5 \cdot 0,014}{0,28 \cdot 10^{-6}} = 75000.$$

Пренебрегая влиянием шероховатости внутренних стенок латунных трубок, по формуле (3-39) определяем коэффициент сопротивления

$$\lambda = \frac{1,01}{4,875^{2,5}} = 0,020.$$

2. Коэффициенты местных сопротивлений (по данным табл. 3-2):

вход и выход	$\zeta = 2 \cdot 1,5 = 3,0$
переходы	$\zeta = 7 \cdot 2,0 = 14,0$

Итого $\Sigma \zeta = 17,0$

3. Гидравлическое сопротивление при $\gamma = 955 \text{ кг/м}^3$ по формуле (3-36) составит:

$$\Delta P_1 = \left(0,020 \frac{8 \cdot 4}{0,014} + 17,0\right) \frac{1,5^2}{2g} 955 = 7000 \text{ кг/м}^2,$$

$$\text{или } \Delta P_1 = 0,7 \text{ ат.}$$

II. Гидравлическое сопротивление для вторичной воды

1. Эквивалентный диаметр сечения определим по формуле (3-33):

$$d_s = \frac{4 \left(\frac{\pi D^2}{4} - n \frac{\pi d^2}{4} \right)}{\pi (D + nd)} = \frac{D^2 - nd^2}{D + nd} =$$

$$= \frac{0,1^2 - 12 \cdot 0,016^2}{0,1 + 12 \cdot 0,016} = 0,024 \text{ м.}$$

Принимая абсолютную шероховатость внутренних стенок стального кожуха $\Delta = 0,3 \text{ мм}$, находим:

$$\epsilon = \frac{2\Delta}{d} = \frac{2 \cdot 0,3}{24} = 0,025,$$

и по формуле (3-45) коэффициент сопротивления трения

$$\lambda = 0,1 \sqrt{0,025} = 0,04.$$

2. Коэффициенты местных сопротивлений:

вход и выход	$\zeta = 2 \cdot 1,5 = 3,0$
переходы	$\zeta = 7 \cdot 2,5 = 17,5$
огибание перегородок	$\zeta = 8 \cdot 2 \cdot 0,5 = 8,0$
Итого	$\Sigma \zeta = 28,5$

3. Гидравлическое сопротивление для вторичной воды

$$\Delta P_2 = \left(0,04 \frac{8 \cdot 4}{0,024} + 28,5\right) \frac{0,8^2}{2g} 970 = 2600 \text{ кг/м}^2,$$

или

$$\Delta P_2 = 0,26 \text{ ат.}$$

Пример 3-4. Определить затрату мощности на перемещение рабочих сред в газо-газовом теплообменнике, конструктивный расчет которого выполнен в примере 3-1. Конструктивная схема аппарата приведена на фиг. 11.3.

Для расчета имеем следующие данные:

Название величины	Нитрозные газы	Воздух
Весовой расход газа G , кг/час	13 700	12 600
Скорость движения w , м/сек	20	11
Удельный вес среды γ , кг/м ³	4,14	6,4
Коэффициент кинематической вязкости $\nu \cdot 10^6$, м ² /сек	6,97	4,06

1. Расход мощности на перемещение нитрозных газов

Нитрозные газы движутся в двухходовом трубном пространстве.

Число Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{20 \cdot 0,021}{6,97 \cdot 10^{-6}} = 60000.$$

При абсолютной шероховатости стенок труб $\Delta = 0,2 \text{ мм}$ находим относительную шероховатость

$$\epsilon = \frac{0,2}{21} \cdot 2 = 0,019.$$

Характеристика трубы

$$x = \frac{2}{0,019} = 105.$$

По номограмме ВТИ (фиг. 3-12) коэффициент сопротивления трения при этих данных $\lambda = 0,037$.

Коэффициенты местных сопротивлений (по табл. 3-2):

вход и выход	$2(1,5 + 1,0) = 5,0$
поворот между ходами	2,5
Итого	$\Sigma \zeta = 7,5$

Гидравлическое сопротивление трубного пространства определим по формуле (3-36):

$$\Delta P_1 = \left(0,037 \frac{2 \cdot 2}{0,021} + 7,5\right) \cdot \frac{20^2}{2g} \cdot 4,14 = 1210 \text{ кг/м}^2.$$

Расход мощности при к. п. д. нагнетателя $\eta = 0,7$ по формуле (3-37) составит:

$$N = \frac{13700 \cdot 1210}{3600 \cdot 102 \cdot 4,14 \cdot 0,7} = 15,6 \text{ квт.}$$

2. Расход мощности на перемещение воздуха

Нагрываемый воздух движется в межтрубном пространстве при наличии пяти поперечных ходов (фиг. 3-11).

Здесь имеем:

$$Re_2 = \frac{11 \cdot 0,025}{4,06 \cdot 10^{-8}} = 68\,000.$$

Коэффициент сопротивления при поперечном движении в межтрубном пространстве на основании данных табл. 3-2 для $m=19$ составляет:

$$\zeta = \frac{3 \cdot 19}{68\,000^{0,2}} = 6,2,$$

а для пяти ходов $\zeta_5 = 5 \cdot 6,2 = 31,0$.

Кроме того, коэффициенты местных сопротивлений составляют:

$$\begin{array}{l} \text{вход и выход} \dots \dots \dots 2 \cdot 1,5 = 3,0 \\ \text{повороты у перегородок} \dots \dots 4 \cdot 1,5 = 6,0 \end{array}$$

Следовательно, $\Sigma \zeta = 31 + 3 + 6 = 40$.

Гидравлическое сопротивление межтрубного пространства по формуле (3-35) составит:

$$\Delta P_2 = 40 \cdot \frac{11^3}{2g} 6,4 = 1\,570 \text{ кг/м}^2.$$

Расход мощности при $\eta = 0,7$

$$N = \frac{12\,600 \cdot 1\,570}{3\,600 \cdot 102 \cdot 6,4 \cdot 0,7} = 12 \text{ квт.}$$

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

4-1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Рациональное устройство различных типов теплообменных аппаратов связано с соблюдением требований, предъявляемых к этим аппаратам. Среди этих требований следует указать:

- 1) соблюдение условий протекания технологических процессов (при нагревании или охлаждении продукта), обеспечивающих высокое качество продукта;
- 2) высокую производительность и экономичность работы;
- 3) простоту конструкции, ее компактность, малый вес и небольшую стоимость;
- 4) удобство монтажа и ремонта;
- 5) надежность работы и удобство эксплуатации.

Частные приемы конструирования теплообменных аппаратов очень разнообразны. Ниже в краткой форме излагаются некоторые основные моменты, имеющие значение при разработке или оценке типовых рациональных конструкций теплообменников. Сведения эти расположены в таком же порядке как и указанные требования, предъявляемые к теплообменным аппаратам, причем их можно рассматривать как главнейшие признаки рациональных тепловых аппаратов.

А. Соблюдение условий протекания технологических процессов

Здесь имеют значение следующие факторы:

1) поддержание необходимых температурных условий процесса, что обеспечивается выбором надлежащей поверхности теплообмена или контакта рабочих сред, выбором теплоносителя или охлаждающей среды, возможностью регулирования температур рабочих сред;

2) продолжительность пребывания продукта в аппарате, что связано с периодичностью или непрерывностью процесса и выбором рабочих скоростей движения продукта;

3) соответствие аппарата химическому характеру рабочих сред, что предопределяет выбор материалов для изготовления аппарата, их антикоррозионные качества;

4) соответствие аппарата давлениям рабочих сред, что определяет выбор формы аппарата и его элементов, прочные размеры деталей, качество материалов, способы соединения или уплотнения отдельных узлов.

Б. Высокая производительность и экономичность аппаратов

Здесь необходимо учитывать следующие факторы, связанные с повышением интенсивности теплообмена и одновременно с соблюдением оптимальных гидравлических сопротивлений аппаратов:

1) выбор скорости движения однофазных сред (как правило, следует стремиться к осуществлению турбулентного движения однофазных рабочих сред);

2) выбор взаимного направления движения рабочих сред (при однофазных рабочих средах лучшие результаты обычно дают противоточные теплообменные аппараты);

3) обеспечение оптимальных условий для изменения агрегатного состояния рабочих сред (например, выбор места подвода греющего пара, удаления конденсата и неконденсирующихся газов, обеспечение циркуляции кипящей жидкости, оптимального уровня при кипении и т. п.);

4) достижение по возможности более близких друг к другу термических сопротивлений по обе стороны стенки поверхности теплообмена, выбор в необходимых случаях специальных конструктивных типов аппаратов с ребристыми или плавниковыми поверхностями;

5) предупреждение загрязнений поверхности теплообмена и обеспечение возможности легкой очистки поверхности теплообмена от загрязнений;

6) устранение мертвых пространств и нерабочих объемов аппаратов.

В. Простота конструкции и малая стоимость

Эти характеристики теплообменных аппаратов определяются следующими факторами:

1) выбором конфигурации поверхности теплообмена (наиболее проста конструкция трубчатых аппаратов);

2) размещением и креплением трубок в трубных плитах;

3) наличием и типом перегородок (особенно в многоходовых по межтрубному пространству аппаратах);

4) наличием и характером уплотнений (особенно в аппаратах высокого давления);

5) выбором способов обработки деталей аппаратов;

6) устройством камер, крышек и днищ;

7) родом применяемых при изготовлении аппаратов материалов;

8) выбором длины и диаметра трубок и связанных с этим выбором габаритных размеров аппаратов;

9) типизацией деталей аппаратов.

Г. Удобство монтажа и ремонта аппаратов

Оно имеет важное значение с точки зрения минимальной затраты рабочего времени, простоты операций, малой затраты материалов. Эти факторы непосредственно связаны со многими другими, рассмотренными ранее в связи с простотой конструкции аппаратов.

Д. Надежность работы и удобство эксплуатации

С этой точки зрения следует иметь в виду такие факторы:

1) компенсацию температурных деформаций деталей аппаратов, обеспечиваемую нежесткостью конструкции;

2) прочность и плотность разъемных соединений деталей аппарата;

3) предупреждение химического разрушения материалов деталей аппарата;

4) доступ для осмотра и очистки поверхности теплообмена;

5) удобство соединения аппарата с трубопроводами;

6) удобство контроля за работой аппарата в производственных условиях.

Приведенные выше факторы, конечно, не исчерпывают всех особенностей, имеющих значение при конструировании теплообменных аппаратов. Однако даже неполное их перечисление указывает на необходимость тщательного подхода к построению и выбору конструкций теплообменных аппаратов.

Указанные факторы достаточно разнообразны, а некоторые из них противоречивы. Так, например, создание компактной конструкции нередко приводит к ее удорожанию, простота устройства иногда снижает надежность работы теплообменника и т. п. Однако разрешение этих противоречивых требований и составляет основу рационального конструирования теплообменных устройств. По удачному замечанию проф. А. Н. Плановского, в борьбе этих противоречий и противоположностей и рождаются конструкции новых аппаратов, непрерывно изменяющиеся и совершенствующиеся вместе с более глубоким изучением протекающих в этих аппаратах процессов.

Рациональное конструирование теплообменных аппаратов тесно связано с их расчетами. При этом большую роль играют основанные на новейших научных данных тепловые, гидравличе-

ские и механические расчеты, позволяющие обоснованно выбирать главные характеристики аппаратов, способствующие повышению их производительности и приводящие к экономии в затрате металла на производство аппаратов.

Формулировка основных общих принципов конструирования теплообменных аппаратов может способствовать разработке типовых рациональных конструкций. Такой типизацией оборудования характеризуется работа конструкторских учреждений СССР, проводимая в содружестве с заводами, проектными организациями и научно-исследовательскими институтами. Рациональная типизация оборудования возможна лишь в условиях планового социалистического хозяйства и совершенно недоступна хозяйству капиталистическому, где интересы частных предпринимателей и отдельных фирм вынуждают производить «оригинальные» конструкции, часто очень далекие от рациональных устройств. По этой причине даже однотипные конструкции теплообменных аппаратов, выполняемые в капиталистических странах, чрезвычайно разнообразны и не всегда удовлетворяют требованиям, предъявляемым к рациональному оборудованию.

Производство теплообменных аппаратов в нашей стране, наоборот, связано с планомерным и критическим отбором наилучших типовых конструкций и их дальнейшим усовершенствованием в результате большой работы по исследованию конструкций, рационализации и изобретательству, широко развитым в отечественном машиностроении.

Наряду с типизацией рациональных конструкций развитие теплообменных аппаратов связано с интенсификацией производственных процессов, повышением производительности оборудования, переходом от периодических процессов к непрерывным, развитием аппаратуры высокого давления, применением новых материалов и способов их обработки, развитием автоматизации контроля и управления.

Тесное содружество науки и производства в нашей стране способствует дальнейшему развитию рациональных конструкций.

4-2. ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И УЗЛЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Наиболее распространенными теплообменными аппаратами являются трубчатые теплообменники (фиг. 4-1), которые в различных конструктивных оформлениях представляют собой пучки трубок, укрепленных в трубных решетках и ограниченных кожухами, камерами или крышками. Трубное и межтрубное пространства, по которым движутся рабочие среды, разобщены между собой поверхностью теплообмена, причем каждое из этих пространств может быть разделено перегородками на несколько ходов.

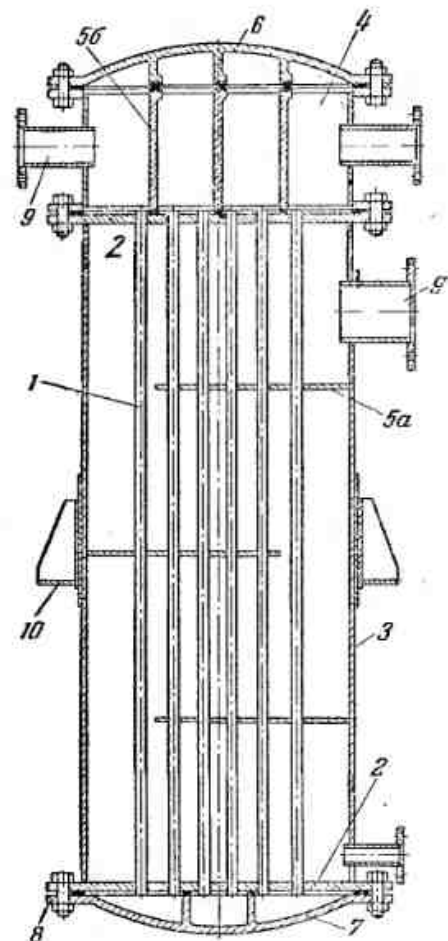
Независимо от технологического назначения трубчатые теплообменники компонуются из типовых узлов и деталей. К числу типовых узлов и деталей относятся: трубчатка теплообменников, трубные решетки или плиты, кожухи, камеры, крышки и днища, перегородки, фланцы, патрубки (штуцеры), люки, опорные лапы.

1. Основным конструктивным узлом трубчатых теплообменных аппаратов является **трубчатка** (фиг. 4-2). Трубчатка представляет собой пучок трубок, укрепленных в трубных плитах (или решетках). В зависимости от конструктивных особенностей аппаратов трубные плиты могут быть неподвижными (например, приваренными к кожуху аппарата при так называемой жесткой конструкции теплообменника) либо одна из них, не прикрепленная к кожуху, может иметь свободное осевое перемещение (в теплообменниках нежесткой конструкции).

По нормалам Главхиммаша для трубчатых теплообменников предусматриваются стальные бесшовные трубы, основные размеры которых приводятся в табл. 4-1.

Таким образом, предпочтительными являются стальные трубы теплообменных аппаратов размерами наружных диаметров $d = 25,38$ и 57 мм. Полная длина трубок l колеблется в пределах от $1\ 000$ до $7\ 000$ мм. Диаметр кожуха D при этом составляет от 400 до $2\ 000$ мм. В системе Главхиммаша (см. табл. 4-5) приняты данные, несколько отличающиеся от приведенных выше.

2. **Трубные плиты** или решетки служат для соединения трубок в один пучок. Трубные плиты у неподвижных головок



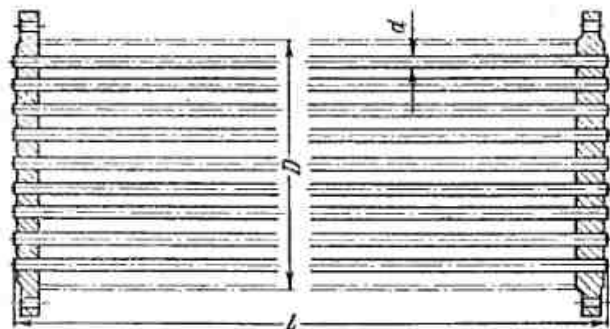
Фиг. 4-1. Трубчатый теплообменный аппарат.

1—трубчатка; 2— трубные решетки; 3—кожух; 4— камера; 5— перегородки; а—поперечные в межтрубном пространстве; б— в трубном пространстве; 6— крышка; 7— днище; 8— фланцы; 9— патрубки; 10— опорные лапы.

Таблица 4-1

Основные размеры трубок для поверхности теплообмена
(по нормам Главхиммаша)

Диаметр трубок, мм		Толщина трубок, мм	Полная длина трубок, мм
наруж-ный	внутрен-ний		
25	21	2,0	1 000—1 250—1 500—2 000—2 500—3 000
38	33	2,5	3 500—4 000—4 500—5 000—6 000—7 000
57	50	3,5	



Фиг. 42. Трубка теплообменника (с неподвижными трубными решетками).

теплообменных аппаратов могут иметь различное конструктивное оформление. Ниже рассматриваются некоторые из этих конструкций.

а) Наиболее распространены трубные решетки с болтовыми отверстиями, приваренные к корпусу аппарата (фиг. 4-3,а). Такое устройство упрощает конструкцию аппарата, не требует наличия соединительного фланца на корпусе. Однако при этом трубная решетка неотъемна, что делает невозможной выемку трубок для осмотра или очистки.

Такой род трубных решеток принят в нормах Главхиммаша. Толщина решеток зависит от давления рабочих сред и диаметра корпуса, но не рекомендуется принимать толщину решеток менее 20 мм. При внутреннем диаметре корпуса D диаметр решетки составляет:

$$D_p = D + (100 \div 200) \text{ мм},$$

и диаметр окружности размещения болтов

$$D_6 = D + (60 \div 120) \text{ мм}.$$

Размещение трубок в решетках лучше всего выполнять по вершинам правильных шестиугольников, т. е. по равносторонним треугольникам.

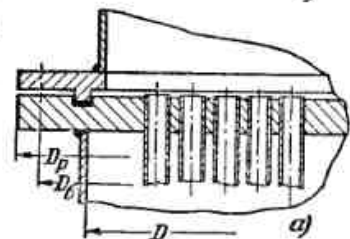
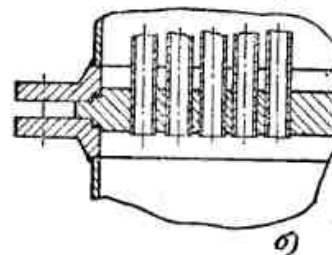
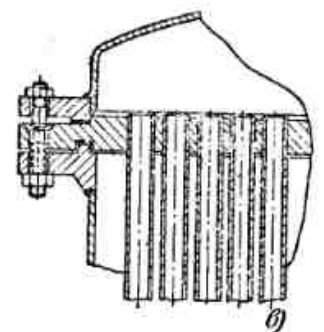
Нормали Главхиммаша рекомендуют при этом шаг разбивки трубных решеток, приведенный в табл. 4-2.

Отношения шага разбивки к наружному диаметру при других значениях d следует сохранять в указанных в таблице пределах (округленно $\beta = 1,25 - 1,3$).

б) Другой конструктивной разновидностью трубных решеток являются трубные решетки, зажатые между фланцами (фиг. 4-3,б).

Положительными особенностями этой конструкции являются: уменьшение диаметра трубной решетки (облегчение конструкции), возможность выемки и осмотра трубного пучка, разгрузка решетки от крайних изгибающих моментов. Устройство такого типа решеток встречается в аппаратах, где давления рабочих сред в трубном и межтрубном пространствах приблизительно одинаковы.

в) Иногда встречаются трубные решетки, прикрепленные к фланцу корпуса и к крышке аппарата болтами (фиг. 4-3,в). Эта конструкция решетки сложнее ранее описанных, но здесь достигается возможность (например, в теплообменниках с пла-



Фиг. 4-3. Конструктивное оформление неподвижных трубных решеток.

а — решетка, приваренная к корпусу аппарата; б — решетка, зажатая между фланцами; в — решетка, прикрепленная болтами.

Таблица 4-2

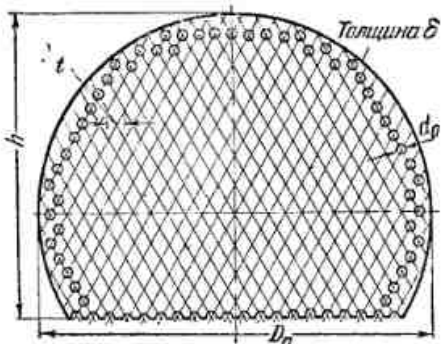
Шаг разбивки трубных решеток
(по нормам Главхиммаша)

Наружный диаметр трубки d , мм	25	38	57
Шаг разбивки t , мм	32	48	70
$\beta = \frac{t}{d}$	1,28	1,26	1,23

вающей головкой) осмотра и очистки межтрубного пространства.

Приведенные конструкции трубных решеток, как уже отмечалось, относятся к неподвижным головкам теплообменных аппаратов. Трубные решетки теплообменников с подвижной (плавающей) головкой рассматриваются в § 4-4.

3. Кожух (или корпус) трубчатых теплообменников совместно с наружной поверхностью трубок образуют межтрубное пространство аппаратов. Различные конструкции кожухов отличаются главным образом способом соединения с трубной решеткой, о чем указывалось выше.



Фиг. 4-4. Поперечная перегородка для межтрубного пространства.

Толщина кожуха (при условных давлениях в межтрубном пространстве до 20 кг/см^2) в зависимости от давления рабочей среды и диаметра кожуха составляет обычно 4—12 мм.

Нормами Главхиммаша рекомендуются диаметры кожухов $D = 400-2000 \text{ мм}$ с интервалами через 200 мм. Для аппаратов нежесткой конструкции с подвижной трубной решеткой (см. § 4-4) рекомендуются диаметры $D = 500, 700$ и 900 мм .

4. Камеры теплообменных аппаратов (фиг. 4-1) служат для осуществления многоходовых конструкций и для удобства соединения аппаратов с трубопроводами. В камерах располагаются патрубki, а при многоходовых конструкциях — перегородки по трубному пространству.

Камеры имеют цилиндрическую форму и снабжены фланцами. В зависимости от диаметров патрубков высота камер H составляет 200—800 мм, толщина стенок камер 5—14 мм.

5. Перегородки в теплообменных аппаратах служат для образования в трубном или межтрубном пространстве нескольких ходов. Наиболее сложным является устройство поперечных перегородок в межтрубном пространстве (фиг. 4-4). Количество перегородок и размер h определяются по конструктивным расчетам, методика которых изложена в гл. 3. Толщина перегородок составляет обычно 3—4 мм. При установке поперечных перегородок необходимо стремиться к тому, чтобы зазор между перегородкой и корпусом был минимальным; в соответствии с этим определяется диаметр перегородки D_n . Диаметр отверстий для трубок принимают:

$$d_0 = (1,02 - 1,06) d,$$

где d — наружный диаметр трубок.

Количество и схема расположения отверстий определяются по числу и разбивке трубок в данном аппарате.

В горизонтальных теплообменных аппаратах с достаточно длинными трубками поперечные перегородки одновременно служат для предупреждения возможного прогиба трубки.

Другие конструктивные элементы теплообменных аппаратов (крышки, днища, фланцы и болты, патрубки, опорные лапы) специальных пояснений не требуют.

Различные конструктивные типы трубчатых теплообменных аппаратов отличаются различными сопряжениями перечисленных выше основных узлов и деталей. По конструктивным признакам трубчатые теплообменники можно разделить на три основные группы:

- 1) аппараты жесткой конструкции;
- 2) аппараты нежесткой конструкции;
- 3) аппараты полужесткой конструкции.

Ниже приводятся типовые конструкции теплообменников каждого из этих классов.

4-3. ТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛОБМЕННИКИ ЖЕСТКОЙ КОНСТРУКЦИИ

Трубчатые теплообменники жесткой конструкции характеризуются отсутствием специальных устройств, компенсирующих разность температурных удлинений трубок и корпуса. Такие аппараты состоят из жесткого корпуса и трубок, жестко соединенных с трубными решетками. Трубные решетки в аппаратах жесткой конструкции неподвижны (чаще всего обе трубные решетки приварены к кожуху).

Трубчатые теплообменники жесткой конструкции выполняются вертикальными или горизонтальными, одноходовыми или многоходовыми. Особенности теплообменных аппаратов жесткой конструкции являются невозможность свободных перемещений трубки или корпуса относительно друг друга и возникновение в трубках и корпусе дополнительных температурных деформаций. Применяются эти теплообменники поэтому при сравнительно небольших разностях температур между корпусом и пучком труб (до 50°C), когда механический расчет на прочность показывает возможность применения жесткой конструкции без компенсации температурных деформаций. Следует указать, что аппараты жесткой конструкции отличаются более простым устройством, чем аппараты других классов. Поэтому при выборе типа аппарата не следует прибегать без надобности к усложненному устройству различного рода компенсаторов.

Размеры теплообменников (подогревателей, холодильников, конденсаторов, дефлегматоров и т. п.) жесткой конструкции достаточно разнообразны. Нормами Главхиммаша, например, для трубчатых теплообменников с неподвижными приварными

трубными решетками рекомендуются номинальные поверхности нагрева от 10 до 800 м² (см. табл. 4-3). Диаметр корпуса аппарата составляет при этом $D = 400 \div 2000$ мм, длина трубки достигает 7 000 мм, количество трубок иногда превышает в одном теплообменнике 1 500 шт.

Типовые конструкции кожухотрубных теплообменников жесткой конструкции с приварными неподвижными трубными решетками, рекомендуемые нормами Главхиммаша, показаны на фиг. 4-5 и 4-6.

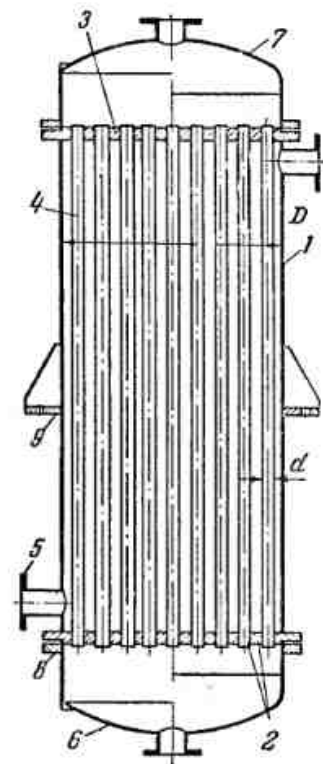
На фиг. 4-5 показан вертикальный одноходовый теплообменный аппарат жесткой конструкции. В кожухе 1 размещена трубчатка 2, состоящая из двух трубных решеток 3 и пучка трубок 4, развальцованных в решетках. Для подвода и отвода рабочих сред (продуктов и теплоносителей) аппарат снабжен патрубками или штуцерами 5. С торцов аппарат ограничен днищами или крышками 6 и 7 (6 — сферическое днище, соединенное с камерой аппарата, 7 — сферическое днище с отбортовкой).

Отдельные узлы аппарата соединяются фланцами 8 на болтах; для установки теплообменника служат вертикальные лапы 9.

Недостатком одноходовых теплообменных аппаратов является обычно малая скорость движения рабочих сред (это имеет значение при однофазных средах, движущихся без изменения агрегатного состояния). Поэтому одноходовые теплообменники характеризуются большей частью пониженными коэффициентами теплопередачи.

Увеличение коэффициентов теплопередачи за счет повышения скорости движения продукта достигается уменьшением поперечного сечения трубок в одном ходе, что приводит к конструкциям многоходовых теплообменников.

На фиг. 4-6 показан типовой многоходовый горизонтальный подогреватель. Этот аппарат состоит из тех же основных узлов и деталей, что и описанный выше, отличаясь лишь расположе-

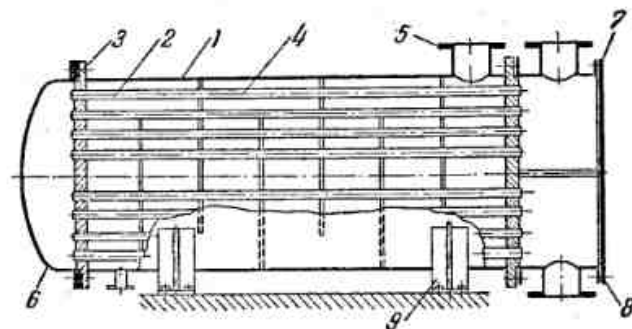


Фиг. 4-5. Вертикальный одноходовый трубчатый теплообменный аппарат жесткой конструкции.

1 — кожух; 2 — трубчатка; 3 — трубная решетка; 4 — трубки; 5 — патрубок; 6 — днище сферическое; 7 — крышка; 8 — фланец; 9 — лапа вертикальная.

нием кожуха и поверхности теплообмена, расположением патрубков и типом опорных лап.

При расчетах и проектировании теплообменных аппаратов жесткой конструкции (одноходовых и многоходовых с четным числом ходов до шести) можно руководствоваться рекомендациями основных размеров аппаратов, даваемыми нормами Главхиммаша и приведенными в табл. 4-3 (для одноходовых трубчаток) и табл. 4-4 (для многоходовых трубчаток). Эти данные представляют интерес как обобщение большого опыта в области конструирования и производства теплообменных аппаратов заводами отечественного химического машиностроения.



Фиг. 4-6. Горизонтальный многоходовый трубчатый теплообменный аппарат жесткой конструкции.

1 — кожух; 2 — трубчатка; 3 — трубная решетка; 4 — трубки; 5 — патрубок; 6 — крышка сферическая; 7 — крышка плоская; 8 — фланец; 9 — лапа горизонтальная.

Следует иметь в виду, что данные табл. 4-3 и 4-4 непосредственно согласованы с величинами, приводившимися ранее в табл. 4-1 и 4-2. Все эти сведения относятся к типовым конструкциям, принятым заводами Главхиммаша.

Помимо этих типовых конструкций, можно указать еще ряд теплообменников индивидуального изготовления, в устройстве которых отражаются частные особенности различных отраслей промышленности, но не всегда соблюдаются условия рационального конструирования аппаратов.

На фиг. 4-7 показан одноходовый вертикальный теплообменник с поверхностью нагрева $F = 24$ м², применяемый в сахарной промышленности в качестве подогревателя сока (калоризатора) для диффузионной батареи.

По трубному пространству с небольшой скоростью (0,1 — 0,15 м/сек) движется нагреваемый продукт, в межтрубном пространстве конденсируется греющий пар. Отличительной особенностью этой конструкции является устройство верхней и нижней камер-крышек: чугунных, съемных, на болтах. Такое устройство

Рекомендуемые основные размеры одноходовых трубчатых теплообменников с неподвижными трубными решетками
(числитель — полная длина трубок, мм; знаменатель — действительная поверхность теплообмена, м²)

Диаметр трубок d , мм	$d = 25$ мм				$d = 38$ мм					$d = 57$ мм			
	400	600	1 000	1 400	400	600	1 000	1 400	1 800	600	1 000	1 400	1 800
Диаметр кожуха D , мм	400	600	1 000	1 400	400	600	1 000	1 400	1 800	600	1 000	1 400	1 800
Число трубок	93	253	745	1 541	37	109	313	673	1 159	43	151	313	515
Номинальная поверхность теплообмена F , м ²	10	$\frac{1 500}{10}$	—	—	—	$\frac{2 500}{10}$	—	—	—	—	$\frac{1 500}{12}$	—	—
	15	$\frac{2 000}{14}$	—	—	—	$\frac{4 000}{16}$	$\frac{1 250}{16}$	—	—	—	$\frac{2 000}{16}$	—	—
		$\frac{3 000}{21}$	$\frac{1 000}{20}$	—	—	$\frac{5 000}{20}$	$\frac{1 500}{19}$	—	—	—	$\frac{2 500}{20}$	—	—
	20	$\frac{4 500}{31}$	$\frac{1 500}{30}$	—	—	$\frac{7 000}{28}$	$\frac{2 500}{32}$	—	—	—	$\frac{4 000}{32}$	$\frac{1 250}{34}$	—
		$\frac{6 000}{42}$	$\frac{2 000}{40}$	—	—	—	$\frac{3 000}{39}$	—	—	—	$\frac{5 000}{40}$	$\frac{1 500}{40}$	—
	30	—	$\frac{2 500}{50}$	—	—	—	$\frac{4 000}{52}$	$\frac{1 500}{56}$	—	—	$\frac{6 000}{48}$	$\frac{2 000}{54}$	—
		—	$\frac{3 500}{70}$	—	—	—	$\frac{5 000}{65}$	$\frac{2 000}{74}$	—	—	$\frac{7 000}{56}$	$\frac{2 500}{68}$	—
	40	—	$\frac{4 000}{80}$	$\frac{1 500}{87}$	—	—	$\frac{6 000}{78}$	$\frac{2 500}{93}$	—	—	—	$\frac{3 000}{81}$	—
		—	$\frac{5 000}{100}$	$\frac{2 000}{116}$	—	—	$\frac{7 000}{91}$	$\frac{3 000}{111}$	—	—	—	$\frac{3 500}{95}$	$\frac{2 000}{112}$

Продолжение

Диаметр трубок d , мм	$d = 25$ мм				$d = 38$ мм					$d = 57$ мм				
	400	600	1 000	1 400	400	600	1 000	1 400	1 800	600	1 000	1 400	1 800	
Диаметр кожуха D , мм	400	600	1 000	1 400	400	600	1 000	1 400	1 800	600	1 000	1 400	1 800	
Число трубок	93	253	745	1 541	37	109	313	673	1 159	43	151	313	515	
Номинальная поверхность теплообмена F , м ²	125	—	$\frac{6 000}{120}$	$\frac{2 500}{145}$	—	—	—	$\frac{3 500}{130}$	$\frac{1 500}{120}$	—	—	$\frac{4 500}{122}$	$\frac{2 500}{140}$	—
		—	—	$\frac{3 000}{174}$	—	—	—	$\frac{4 000}{148}$	$\frac{2 000}{168}$	—	—	$\frac{6 000}{162}$	$\frac{3 000}{168}$	—
	150	—	—	$\frac{3 500}{203}$	$\frac{1 500}{182}$	—	—	$\frac{5 000}{185}$	$\frac{2 500}{200}$	—	—	$\frac{7 000}{189}$	$\frac{3 500}{196}$	$\frac{2 000}{186}$
		—	—	$\frac{4 500}{261}$	$\frac{2 000}{242}$	—	—	$\frac{7 000}{259}$	$\frac{3 000}{240}$	—	—	—	$\frac{4 500}{252}$	$\frac{3 000}{279}$
	200	—	—	$\frac{5 000}{290}$	$\frac{2 500}{333}$	—	—	—	$\frac{3 500}{280}$	$\frac{2 000}{276}$	—	—	$\frac{5 000}{280}$	$\frac{3 500}{325}$
		—	—	$\frac{6 000}{348}$	$\frac{3 000}{363}$	—	—	—	$\frac{4 500}{360}$	$\frac{2 500}{345}$	—	—	$\frac{6 000}{336}$	$\frac{4 000}{372}$
	250	—	—	—	$\frac{3 500}{424}$	—	—	—	$\frac{5 000}{400}$	$\frac{3 000}{414}$	—	—	$\frac{7 000}{392}$	$\frac{4 500}{418}$
		—	—	—	$\frac{4 000}{484}$	—	—	—	$\frac{6 000}{480}$	$\frac{3 500}{483}$	—	—	—	$\frac{6 000}{558}$
	300	—	—	—	$\frac{5 000}{605}$	—	—	—	$\frac{7 000}{560}$	$\frac{4 500}{621}$	—	—	—	$\frac{7 000}{651}$
		—	—	—	$\frac{6 000}{726}$	—	—	—	—	$\frac{5 000}{690}$	—	—	—	—
	350	—	—	—	—	—	—	—	—	$\frac{6 000}{828}$	—	—	—	—
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

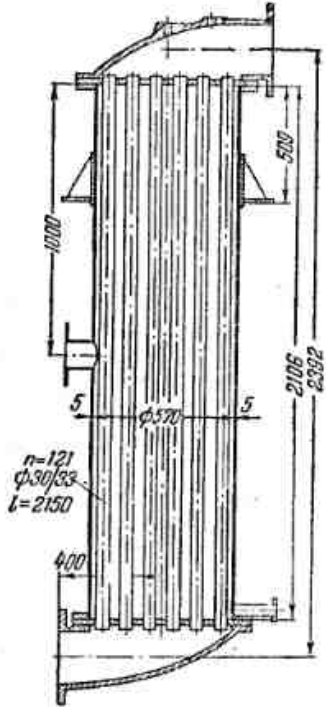
Таблица 4-4

Рекомендуемые основные размеры многходовых трубчатых теплообменников с неподвижными трубными решетками (числитель — полная длина трубок, мм; знаменатель — действительная поверхность теплообмена, м²)

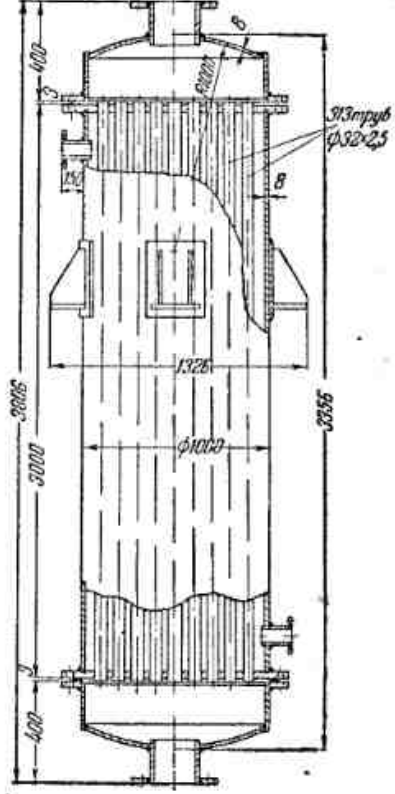
Число ходов	2-ходовые						4-ходовые						6-ходовые						
	d=25 мм		d=38 мм		d=25 мм		d=25 мм		d=38 мм		d=25 мм		d=25 мм		d=25 мм		d=25 мм		
	600	800	1 000	600	800	1 000	600	800	1 000	600	800	1 000	600	800	1 000	600	800	1 000	
10	—	—	—	1 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	—	—	—	1 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	1 000	—	—	1 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	2 000	—	—	2 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	3 000	1 000	—	3 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
50	4 000	1 500	—	4 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
65	5 000	2 000	—	5 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	6 000	2 500	—	6 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	7 000	3 000	—	7 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
125	8 000	3 500	—	8 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
150	9 000	4 000	—	9 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
200	10 000	4 500	—	10 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
250	11 000	5 000	—	11 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
300	12 000	5 500	—	12 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
370	13 000	6 000	—	13 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Фломинальная поверхность теплообмена F, м ²	1 250	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000	4 500	5 000	5 500	6 000	6 500	7 000	7 500	8 000	8 500	9 000	9 500	10 000	10 500

крышек облегчает соединение теплообменников со смежными аппаратами — диффузорами. Недостатком этого аппарата является малая скорость движения продукта в трубках.

Для подогрева растворов в химической промышленности часто пользуются одноходовыми подогревателями (фиг. 4-8), устройство которых близко к ранее описанным типовым конструкциям. Однако в заводской практике нередко встречаются теплообменники, устройство которых



Фиг. 4-7. Одноходовый теплообменник (паро-жидкостный подогреватель).

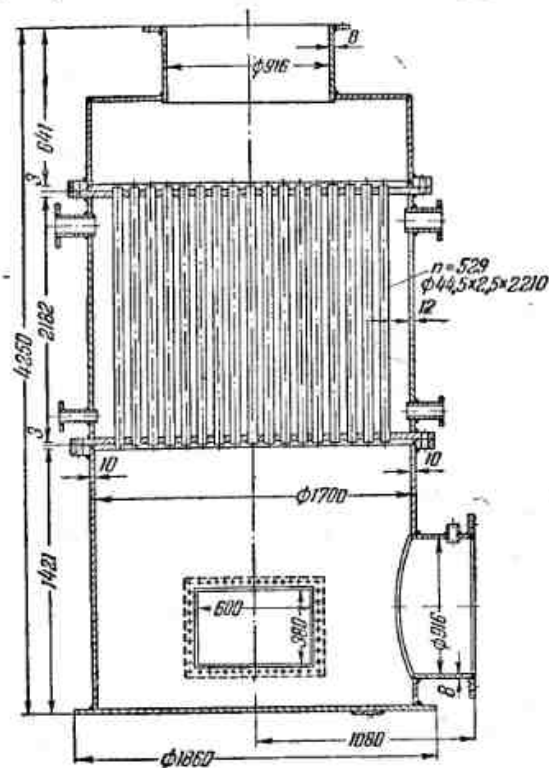


Фиг. 4-8. Одноходовый теплообменник.

значительно отличается от типовых конструкций. В качестве примера можно привести подогреватель (решофер) сульфитных газов в коксохимической промышленности (фиг. 4-9). В этой конструкции трубчатка с поверхностью нагрева $F = 150 \text{ м}^2$ занимает лишь около половины общей высоты аппарата. Здесь значительно развита нижняя камера с плоским дном. Аппарат устанавливается на фундаменте непосредственно одним нижним основанием. Патрубки для отвода конденсата поставлены неудачно: они

создают нерабочий объем в нижней части паровой камеры, залитой конденсатом.

Среди многоходовых теплообменников можно указать широко распространенный в сахарной промышленности подогреватель (фиг. 4-10). Этот подогреватель имеет 12 ходов, что обеспечивает достижение достаточно высоких скоростей движения продукта (1,5—2,0 м/сек) и повышенных значений коэффициентов тепло-

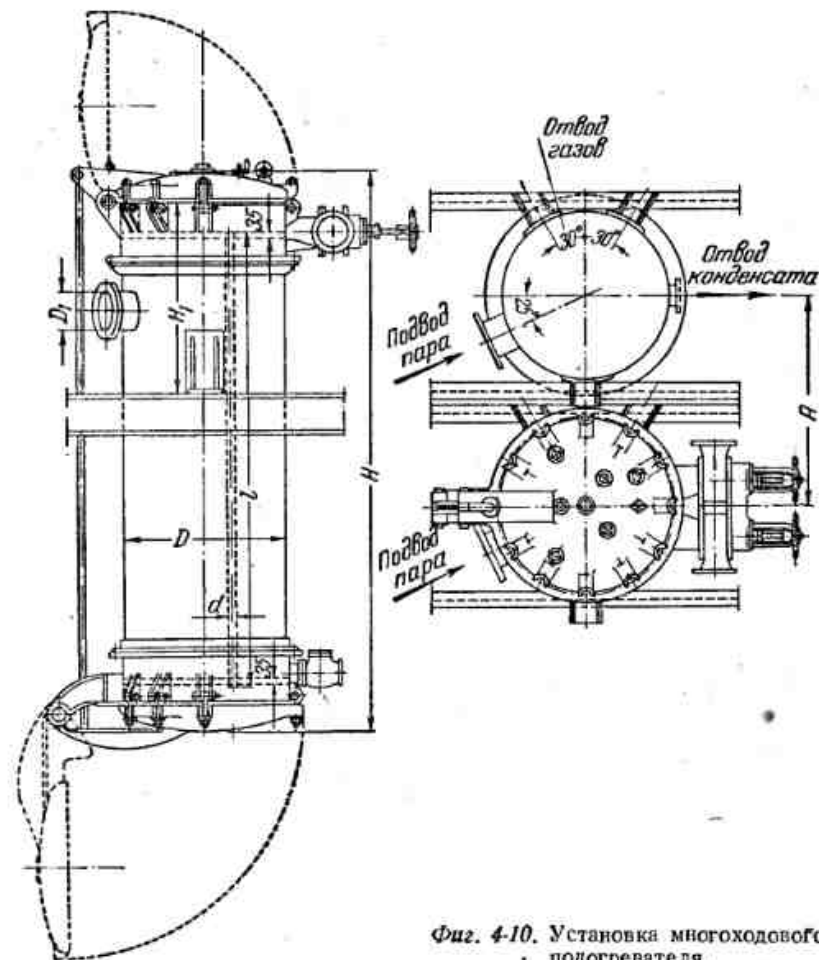


Фиг. 4-9. Подогреватель сульфитных газов.

передачи. Пунктиром на фиг. 4-10 показано положение крышек подогревателя после их открытия при чистке внутренней поверхности трубок.

На фиг. 4-11 приведена схема расположения ходов такого подогревателя — отдельно для верхней и нижней камер. В верхней камере имеются патрубки для подвода и отвода сока и для отвода неконденсирующихся газов, в нижней камере — патрубки для отвода конденсата. Между крышками и камерами прокладываются специальные резиновые уплотнения. Крышки прикрепляются к камерам на шарнирах и прижимаются откидными бол-

тами. Откидные крышки на шарнирах уравниваются соединяющей их тягой. Основные размеры 12-ходовых подогревателей (фиг. 4-10) по нормалам Главпищемаша приведены в табл. 4-5.



Фиг. 4-10. Установка многоходового подогревателя.

На фиг. 4-12 показан дефлегматор, предназначенный для частичной конденсации паров сырого бензола (пары поступают в межтрубное пространство аппарата). Этот аппарат с поверхностью нагрева 110 м^2 является четырехходовым как в трубном, так и в межтрубном пространстве.

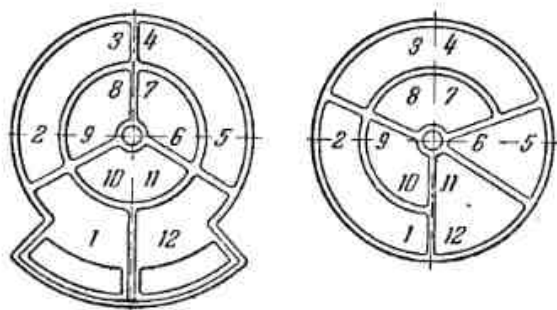
При проектировании трубчатых теплообменников следует придерживаться основных нормализованных их параметров (диаметр трубки и корпуса, шаг размещения трубки в решетках, дли-

на трубки, поверхность теплообмена и т. п.), сведения о которых по нормальям Главхиммаша приводились ранее. В некоторых случаях другие ведомства пользуются иными нормальями (см., например, данные табл. 4-5 по материалам Главпищемаша).

Таблица 4-5

Основные размеры 12-ходовых подогревателей по нормальям Главпищемаша

Тип аппарата и диаметр, мм	Поверхность нагрева F , м ²	Общая высота H , мм	Высота расположения лап H_1 , мм	Установочный размер между аппаратами A , мм	Диаметр парового патрубка D_1 , мм	Трубки			
						Диаметр d , мм	Длина l , мм	Количество в одном ходом	Общее количество
Малый $D = 800$	31	3 931	1 250	1 140	150	30/33	3 500	8	96
	43	3 931	1 250	1 140	150	30/33	3 500	11	132
	50	3 931	1 250	1 140	200	30/33	3 500	13	156
Средний $D = 1 060$	60	3 632	1 250	1 375	200	30/33	3 000	18	216
	70	4 132	1 250	1 375	250	30/33	3 500	18	216
	80	4 132	1 250	1 375	250	30/33	3 500	21	252
	90	4 132	1 250	1 375	300	30/33	3 500	23—24	282



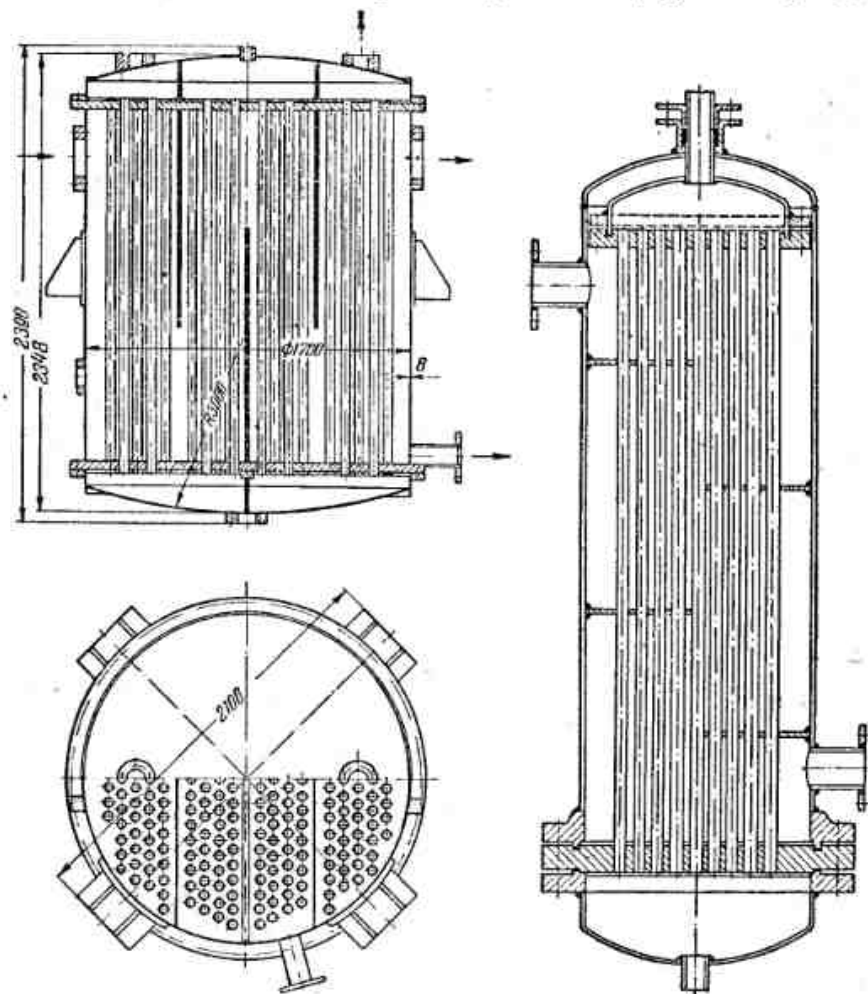
Фиг. 4-11. Схема расположения ходов в 12-ходовом подогревателе.

4-4. ТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛОБМЕННИКИ НЕЖЕСТКОЙ КОНСТРУКЦИИ

Трубчатые теплообменники нежесткой конструкции характеризуются нежестким соединением корпуса или трубок с трубными решетками. В этих конструкциях трубчатка и кожух не представляют собой жесткой системы, так как наличие сальников или особое устройство трубок позволяет последним свободно перемещаться при температурных деформациях.

Наиболее распространены теплообменники с подвижной трубной решеткой (иногда их называют аппаратами с плавающей головкой). В этих аппаратах трубчатка представляет собой пучок трубок, укрепленных в двух трубных решетках, из которых одна,

не прикрепленная к кожуху, имеет свободное осевое перемещение. Такое устройство устраняет возникновение дополнительных осевых напряжений в материале трубок и корпуса вследствие



Фиг. 4-12. Многоходовый дефлегматор.

Фиг. 4-13. Вертикальный трубчатый теплообменник с плавающей головкой.

разности температур их. Эти трубчатки успешно работают в условиях значительной разности температур трубного пучка и кожуха теплообменника, когда необходимо применение надежной компенсации температурных деформаций.

Трубчатые теплообменники нежесткой конструкции различаются главным образом по способу компенсации температурных деформаций. Аппараты эти состоят в основном из тех же узлов и деталей, что и ранее описанные теплообменники жесткой конструкции.

Одна из конструкций теплообменного аппарата с подвижной плитой показана на фиг. 4-13. Это — вертикальный теплообменник одноходовый по трубному и многоходовый (с поперечными перегородками) по межтрубному пространству. Подвижной здесь является верхняя трубная решетка, соединенная с крышкой, имеющей патрубок, снабженный сальниковым устройством. Диаметр сальника сравнительно невелик, что повышает надежность и герметичность устройства, особенно проявляющиеся в аппаратах с корпусами больших диаметров. Сальник подвержен давлению только со стороны межтрубного пространства, что следует иметь в виду при выборе взаимного потока рабочих сред: в межтрубное пространство следует направлять по возможности рабочую среду малого давления.

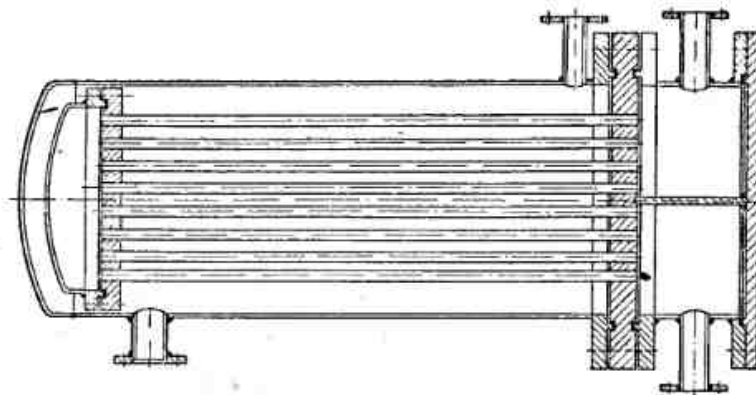
Устройство неподвижной (нижней) трубной плиты аналогично ранее описанным в § 4-2 устройствам. Разъемное соединение подвижной (верхней) решетки с крышкой помещается внутри корпуса и недоступно для наблюдения. При нарушении плотности этого соединения может возникнуть опасность смещения рабочих сред, находящихся в трубном и межтрубном пространствах, особенно при их химической активности, что требует принятия мер предосторожности при эксплуатации аппаратов. При отсутствии поперечных перегородок в межтрубном пространстве трубчатка может быть вынута для осмотра, но эта операция довольно громоздка.

Диаметр кожуха за счет плавающей головки получается несколько больше такового с головкой жесткой конструкции — на ширину фланцев плавающей головки. Межтрубное пространство имеет при этом излишний нерабочий объем, что может оказаться невыгодным по условиям теплообмена. Вообще уширение корпуса усложняет конструкцию и увеличивает стоимость аппарата и потому его не следует рекомендовать. Обычно бывает достаточно ограничиться местным уширением аппарата у камеры подвижной решетки (см., например, фиг. 4-18).

Иное конструктивное оформление аппарата с плавающей головкой показано на фиг. 4-14. Этот горизонтальный теплообменник имеет по трубному пространству четное число ходов, что исключает устройство сальника у входного или выходного патрубка и несколько упрощает конструкцию аппарата. Увеличение числа ходов в трубном пространстве, кроме того, благоприятно влияет на условия теплообмена. Таким образом, устройство теплообменников с плавающей головкой при четном числе ходов в трубном пространстве следует признать более рациональным.

На фиг. 4-15 показан горизонтальный водо-водяной подогреватель с плавающей головкой поверхностью нагрева 75 м^2 . Этот аппарат разделен радиальными перегородками так, что имеет по шести ходов в трубном и межтрубном пространстве. Аппарат устанавливается на фундаменте при помощи двух опорных лап.

Другим способом компенсации температурных деформаций является устройство теплообменников с сальником у одной из трубных решеток (фиг. 4-16). В этих конструкциях сальник устроен на корпусе аппарата и диаметр сальника несколько пре-



Фиг. 4-14. Горизонтальный трубчатый теплообменник с плавающей головкой.

вышает диаметр кожуха. Такое устройство целесообразно поэтому для аппаратов с малыми диаметрами кожуха.

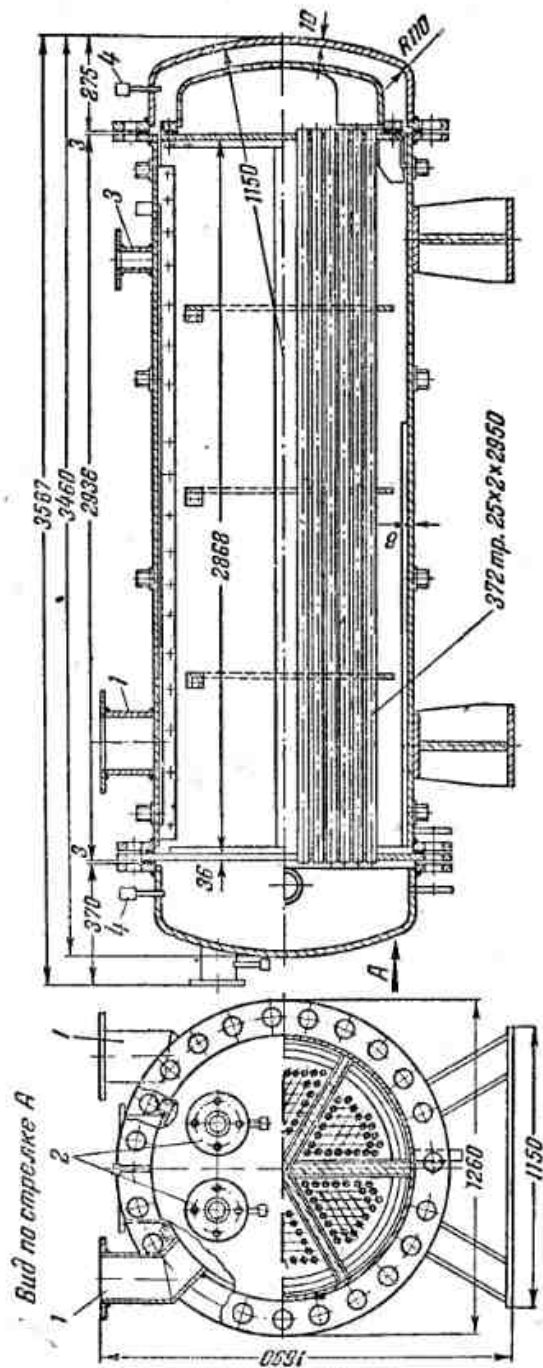
При устройстве сальника у одной из трубных решеток теплообменника различают две разновидности:

1) нажимная втулка сальника выполнена как одно целое с фланцем крышки теплообменника (фиг. 4-16,а);

2) нажимная втулка сальника выполнена как самостоятельная деталь (фиг. 4-16,б).

Первая разновидность (фиг. 4-16,а) компактнее и проще по устройству, но неудобна в эксплуатации. При разборке сальника необходимо снимать соединенные с крышкой аппарата трубопроводы; вследствие осадки набивки сальника возможны перекосы фланца патрубка крышки при сборке. Кроме того, здесь сальник подвержен давлению обеих рабочих сред, находящихся одна в трубном, другая в межтрубном пространстве.

Вторая разновидность (фиг. 4-16,б) лишена упомянутых недостатков, но подвижная головка аппарата здесь конструктивно более громоздка за счет двойного ряда соединительных шпилек или болтов. Сальник в этом устройстве воспринимает давление

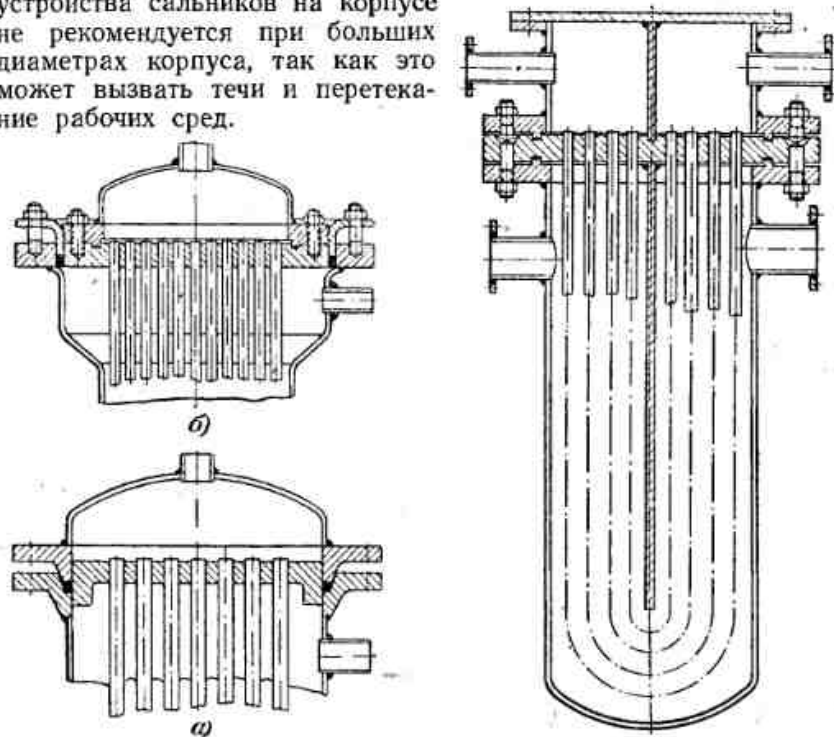


Фиг. 4-15. Горизонтальный многоходовый водо-водяной подогреватель.

1 — вход в выход горячей воды; 2 — вход и выход нагретой воды; 3 — патрубков для клапана; 4 — отверстия для манометров.

рабочей среды в межтрубном пространстве, но зато необходимо уширение корпуса, приводящее к увеличению нерабочего объема межтрубного пространства.

В обоих описанных разновидностях в отличие от аппаратов с плавающей головкой разъемное соединение подвижной головки доступно для наблюдения и подтяжки болтов во время работы аппарата. Однако компенсация температурных удлинений путем устройства сальников на корпусе не рекомендуется при больших диаметрах корпуса, так как это может вызвать течи и перетекание рабочих сред.



Фиг. 4-16. Устройство сальников у трубных решеток.

а — нажимная втулка на фланце крышки;
б — нажимная втулка — самостоятельная деталь.

Фиг. 4-17. Теплообменный аппарат с U-образными трубками.

Среди других устройств трубчатых теплообменников нежесткой конструкции можно указать аппараты с U-образными трубками (фиг. 4-17). К особенностям этой конструкции теплообменника относятся:

1) отсутствие сальников, представляющих собой несовершенное устройство уплотнения, особенно при повышенных давлениях рабочих сред;

2) облегчение конструкции аппарата, имеющего лишь одну головку с одной трубной плитой;

13. М. А. Кичигин и Г. Н. Костенко.

3) сравнительная легкость выемки трубочки из корпуса и очистки ее наружной поверхности;

4) благоприятные условия для теплообмена вследствие наличия в трубном пространстве по крайней мере двух ходов.

К недостаткам теплообменников с U-образными трубками относятся трудность очистки внутренней поверхности трубок и необходимость специальной тщательной разметки трубных решеток, а также сложность размещения в решетках трубок, особенно при большом их числе.

По этим причинам теплообменные аппараты с U-образными трубками не получили в промышленности широкого распространения.

Перейдем к краткому обзору нормализованных конструкций трубчатых теплообменников нежесткой конструкции, предусмотренных нормами Главхиммаша.

Этими нормами для аппаратов с подвижной трубной решеткой рекомендуются следующие унифицированные основные параметры:

поверхность теплообмена $F = 30 - 200 \text{ м}^2$;
 диаметр кожухов $D = 500, 700 \text{ и } 900 \text{ мм}$;
 диаметр трубок $d = 25 \text{ мм}$;
 шаг размещения трубок $t = 32 \text{ мм}$;
 количество ходов $z = 1, 2, 4 \text{ и } 6$.

Размещение трубок во всех типовых исполнениях рекомендуется по равностороннему треугольнику.

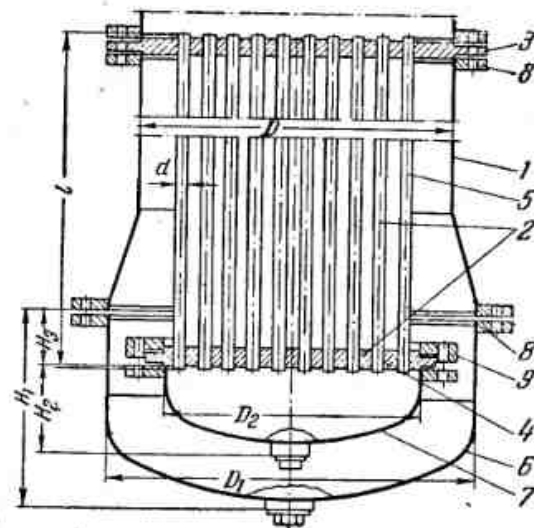
Основные конструктивные различия разных типовых исполнений этих аппаратов касаются устройства трубочек и связанных с подвижной решеткой головок аппаратов.

а) Трубочка теплообменника с плавающей головкой закрытого типа показана на фиг. 4-18, где в трубном пространстве имеются два хода. Расположение аппарата может быть горизонтальным либо вертикальным.

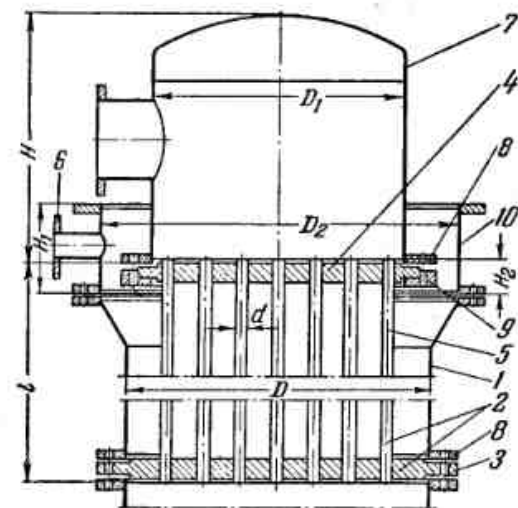
В корпусе 1 помещается трубочка 2 с неподвижной решеткой 3 и подвижной решеткой 4, соединяющими трубки 5. Аппарат снабжен сферической отбортованной крышкой 6, а подвижная решетка — крышкой 7. Кожух соединяется с крышками фланцами 8; для соединения подвижной решетки с головкой служит разъемный фланец 9.

В зависимости от размера диаметра кожуха D выбираются размеры диаметров крышки D_1 и D_2 , высот крышки H_1 и H_2 , а также вылет трубочки H_3 . Эта конструкция аппарата предназначена для условных давлений рабочих сред до 16 кг/см^2 .

б) Трубочка с плавающей головкой открытого типа показана на фиг. 4-19. Эта конструкция рекомендуется только для одноходовых вертикальных аппаратов с условным давлением рабочих сред в трубном пространстве до $2,5 \text{ кг/см}^2$ и в межтрубном — до $0,5 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 4-18. Трубочка теплообменника с плавающей головкой закрытого типа.

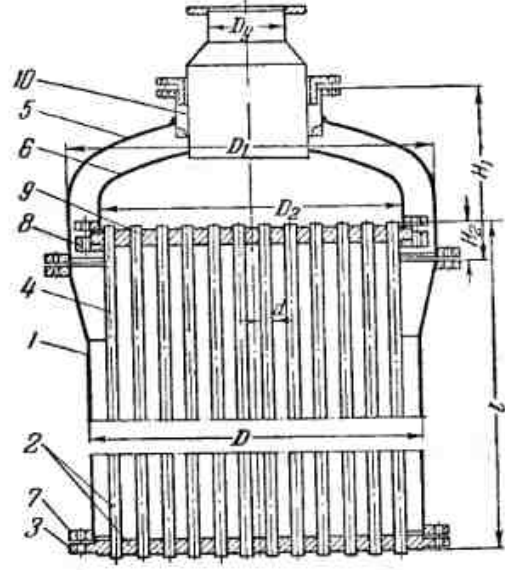


Фиг. 4-19. Трубочка теплообменника с плавающей головкой открытого типа.

1 — кожух; 2 — трубочки; 3 — неподвижная трубная решетка; 4 — подвижная трубная решетка; 5 — трубки; 6 — патрубок; 7 — днище сферическое; 8 — фланец неразъемный; 9 — фланец разъемный; 10 — камера.

Аналогично предыдущему в зависимости от диаметра кожуха D назначаются конструктивные размеры диаметров крышки D_1 и D_2 , высот крышки H и камер H_1 , а также вылет трубочки H_2 .

в) Трубочка с сальниковым компенсатором на патрубке (фиг. 4-20) рекомендуется для одноходовых вертикальных или горизонтальных аппаратов при условном давлении в трубном пространстве до 6 кг/см^2 и в межтрубном до $2,5 \text{ кг/см}^2$.



Фиг. 4-20. Трубочка теплообменника с сальниковым компенсатором на патрубке.
1 — кожух; 2 — трубочка; 3 — неподвижная трубная решетка; 4 — трубки; 5 — сферическое днище; 6 — крышка; 7 — фланец; 8 — разъемный фланец; 9 — подвижная трубная решетка; 10 — сальник.

г) Трубочка с сальниковым компенсатором на корпусе (фиг. 4-21) рекомендуется для одноходовых и двухходовых аппаратов с вертикальным или горизонтальным расположением поверхности теплообмена при условных давлениях до $2,5 \text{ кг/см}^2$. Рекомендуемые диаметры кожуха $D = 500$ и 700 мм . Соответственно этим величинам размеры подвижного кожуха у трубной решетки составляют: $D_1 = 450$ и 640 мм ; $H_1 = 130$ и 160 мм ; высота борта крышки $H_2 = 130$ и 200 мм .

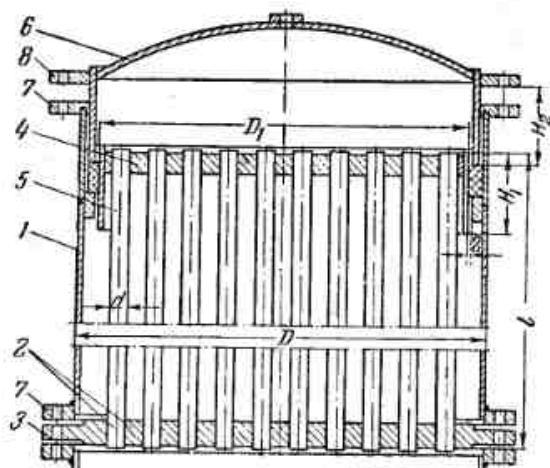
При проектировании любого из перечисленных нормализованных типов аппарата с подвижной трубной решеткой рекомендуется пользоваться данными об основных размерах аппаратов, приведенными на основе нормалей Главхиммаша в табл. 4-6 (для трубок $d = 25 \text{ мм}$ и $t = 32 \text{ мм}$, табл. 4-6). Рассмотрение этих дан-

Таблица 4-6

Рекомендуемые основные размеры трубчатых теплообменников с подвижными трубными решетками (числитель — полная длина трубок, мм; знаменатель — действительная поверхность теплообмена, м²).

Число ходов	1-ходовые			2-ходовые			4-ходовые			6-ходовые		
	Диаметр кожуха D , мм	Число трубок	Полная длина трубок, мм	Диаметр кожуха D , мм	Число трубок	Полная длина трубок, мм	Диаметр кожуха D , мм	Число трубок	Полная длина трубок, мм	Диаметр кожуха D , мм	Число трубок	Полная длина трубок, мм
30	450	30	32	500	36	42	900	30	48	900	30	48
40	600	42	49	600	42	49	700	36	63	700	36	63
50	2500	50	70	7000	49	70	900	42	81	900	42	81
65	3500	70	80	3500	70	80	700	51	102	700	51	102
80	4000	80	100	4000	80	100	500	68	120	500	68	120
100	5000	100	120	5000	100	120	900	85	144	900	85	144
125	6000	120	144	6000	120	144	700	102	168	700	102	168
150	4000	144	168	4000	144	168	900	108	192	900	108	192
200	6000	168	216	6000	168	216	500	120	216	500	120	216

ных показывает, что теплообменники с подвижной решеткой характеризуются сравнительно небольшими диаметрами корпуса (до 900 мм), но достаточно длинными трубками (преобладающие размеры полной длины трубок $l = 3000-6000$ мм).



Фиг. 4-21. Трубчатка теплообменника с сальниковым компенсатором на корпусе.

1 — кожух; 2 — трубчатка; 3 — неподвижная трубная решетка; 4 — подвижная трубная решетка; 5 — трубки; 6 — сферическое днище; 7 — фланец; 8 — уширенный фланец.

4-5. ТРУБЧАТЫЕ ТЕПЛОБМЕННИКИ ПОЛУЖЕСТКОЙ КОНСТРУКЦИИ

Трубчатые теплообменники полужесткой конструкции представляют собой промежуточный класс между аппаратами жесткой и нежесткой конструкций.

В этих аппаратах температурные деформации компенсируются осевым сжатием или расширением особых компенсаторов, устраиваемых на корпусе аппаратов. Корпус и трубки при этом жестко соединены с трубными решетками. Такого рода устройства применяются при достаточно больших осевых напряжениях, когда устройство более сложных сальниковых компенсаторов или плавающих головок по каким-либо причинам нежелательно.

Компенсаторы теплообменников полужесткой конструкции представляют собой местные расширения какой-либо части корпуса. Наиболее распространены аппараты с линзовыми компенсаторами (фиг. 4-22), которые и рекомендуются нормами Главхиммаша к применению, когда температурные деформации не превышают 10—15 мм, а условное давление в межтрубном пространстве не превышает 2,5 кг/см². При этих условиях линзовые

компенсаторы надежно обеспечивают разгрузку тепловых деформаций.

Как уже отмечалось, за исключением самого линзового компенсатора на корпусе, устройство аппаратов (фиг. 4-22) аналогично теплообменникам жесткой конструкции с неподвижными трубными решетками, описанными в § 4-3.

В кожухе 1 помещена трубчатка 2, представляющая собой жесткую систему из трубных решеток 3 и трубок 4. Рабочие среды подводятся через патрубки 5; аппарат с торцов ограничен крышками 6; для соединения кожуха с камерами служат фланцы 7; корпус снабжен линзовым компенсатором 8, устройство которого показано на фиг. 4-23.

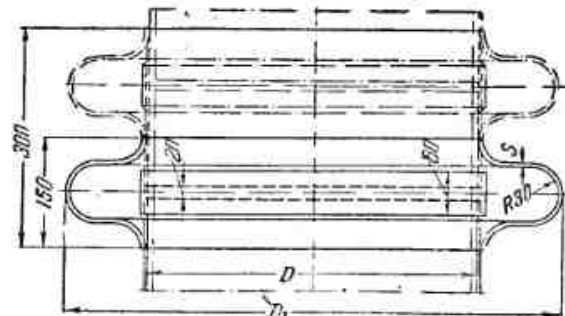
Компенсирующая способность (т. е. линейная осевая деформация корпуса) линзовых устройств возрастает при увеличении внутреннего D и наружного D_1 диаметров компенсатора, при уменьшении толщины s стенок его, а также при увеличении количества компенсаторов на корпусе.

Нормами Главхиммаша рекомендуется применение линзовых компенсаторов для теплообменников с кожухом диаметров $D = 400, 600, 800$ и 1000 мм. Наружный диаметр компенсатора составляет:

$$D_1 = D + 250 \text{ мм.}$$

Фиг. 4-22. Трубчатый теплообменник с линзовым компенсатором.

При этих размерах (фиг. 4-23) можно приблизительно считать, что компенсирующая способность одного линзового компенсатора составляет $\Delta l = 4-5$ мм (меньшие значения Δl относятся к меньшим рабочим давлениям в межтрубном пространстве аппарата).



Фиг. 4-23. Устройство линзового компенсатора на корпусе теплообменного аппарата.

4-6. ЭЛЕМЕНТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

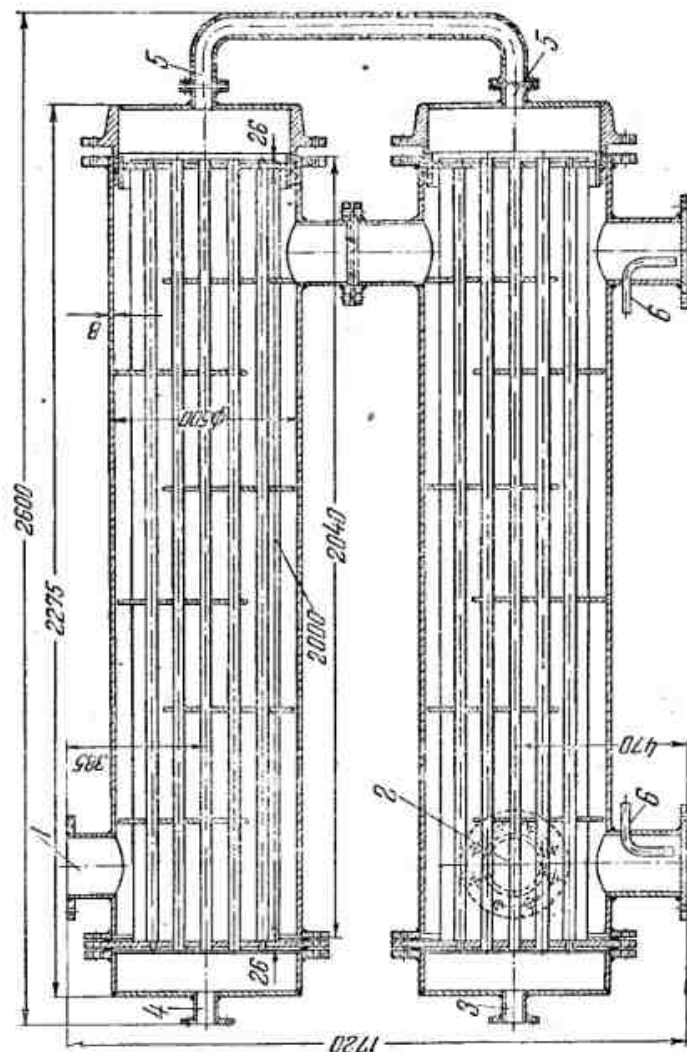
Элементные или секционные теплообменники представляют собой по сути конструктивную разновидность трубчатых аппаратов. Они состоят из нескольких последовательно соединенных трубчатых элементов, каждый из которых ограничен кожухом небольшого диаметра, в котором размещена трубчатка с небольшим числом трубок.

Развитие элементных теплообменников связано со стремлением к повышению скорости движения рабочих сред главным образом в межтрубном пространстве, без устройства в межтрубном пространстве сложных и неудобных в эксплуатации перегородок. Каждый из элементов представляет собой отдельный ход для рабочей среды, а сочетание нескольких элементов соответствует рациональной идее многоходового трубчатого теплообменного аппарата с максимальным приближением взаимного направления движения рабочих сред к наиболее выгодному случаю чистого протоктока. Применение элементных теплообменников оказывается наиболее эффективным в качестве противоточных аппаратов для физически однородных сред, движущихся с приблизительно одинаковыми скоростями без изменения своего агрегатного состояния (например, газо-газовые или жидкостно-жидкостные теплообменники). Кроме того, элементные теплообменники с секциями малых диаметров предпочтительны при более высоких давлениях рабочих сред.

Переходными от кожухотрубных аппаратов к элементным являются батарейные трубчатые аппараты. На фиг. 4-24 показан батарейный (сдвоенный) холодильник, предназначенный для охлаждения воздуха после сжатия его в компрессоре.

Этот сдвоенный холодильник (поверхностью нагрева 30 м^2) состоит из двух горизонтальных трубчатых аппаратов, соединенных последовательно. Трубки каждого холодильника имеют подвижную трубчатую решетку с сальником на корпусе. Охлаждаемый воздух поступает в межтрубное пространство через патрубок 1 и благодаря наличию поперечных перегородок движется зигзагообразно вплоть до выходного патрубка 2. Охлаждающая вода поступает противотоком через патрубок 3 в трубное пространство, имея в каждом из холодильников по одному ходу. Патрубок 4 служит для выхода воды, а 5 — для перехода ее между элементами холодильника. Патрубки 6 предназначены для удаления выпадающей из охлажденного воздуха жидкости. В отличие от типовой конструкции здесь перегородки укреплены на трубках (а не приварены к корпусу) из-за малого диаметра кожуха.

На фиг. 4-25 показан элементный водо-водяной теплообменник (секционный водо-водяной подогреватель Теплосети Мосэнерго). Каждый из элементов этого аппарата является одноходовым,

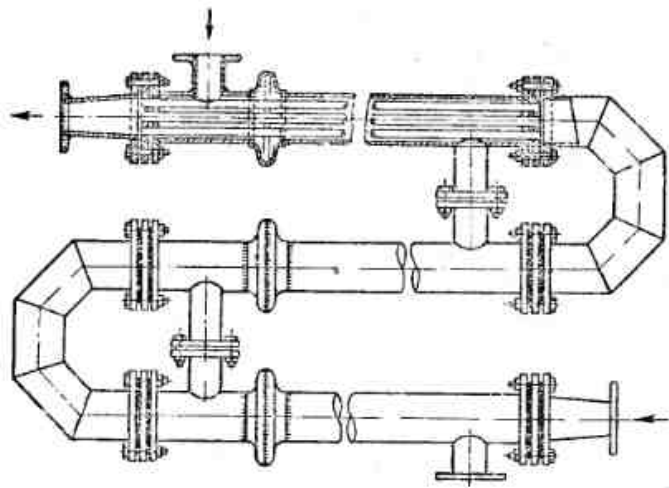


Фиг. 4-24. Сдвоенный батарейный трубчатый холодильник.

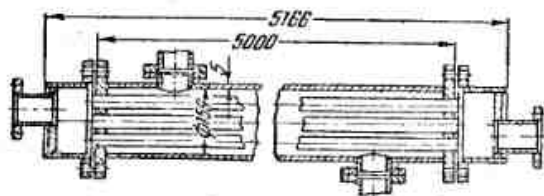
вым, что позволяет обойтись без устройства перегородок в межтрубном пространстве. Для уменьшения нерабочих объемов межтрубного пространства здесь применено жесткое крепление обеих трубных решеток, а для компенсации температурных удлинений на корпусе элементов устроены линзовые компенсаторы.

Число трубок в каждом элементе аппарата составляет от 4 до 140, что соответствует внутренним диаметрам корпуса $D = 50 - 305 \text{ мм}$ (наружный диаметр трубки $d = 16 \text{ мм}$) и поверхности нагрева одного элемента от $0,75$ до $26,4 \text{ м}^2$.

На фиг. 4-26 показано устройство элемента конденсатора для паров аммиака (пар конденсируется в межтрубном пространстве аппарата). Каждый элемент состоит из семи трубок при $d = 38$ мм и $l = 5000$ мм, что соответствует поверхности теплообмена $3,6$ м².



Фиг. 4-25. Элементный водо-водяной теплообменник.



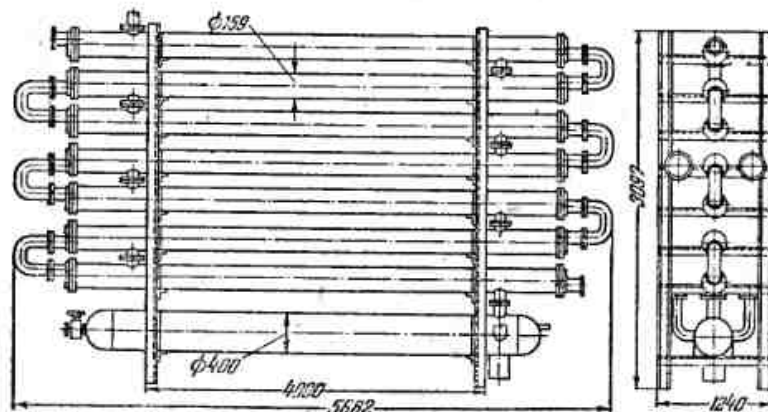
Фиг. 4-26. Элемент конденсатора.

Установка элементного конденсатора в целом (фиг. 4-27) состоит из трех секций по семи элементов в каждой. В нижней части аппарата установлен сборник жидкого аммиака.

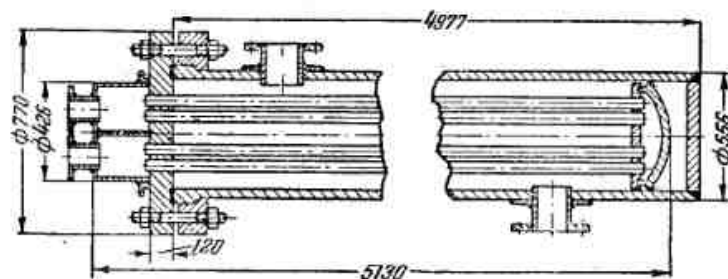
Другой тип устройства элемента показан на фиг. 4-28 (газовый холодильник для охлаждения природного газа метана). Здесь применена трубчатка с плавающей головкой с двумя ходами для охлаждающей воды в каждом из элементов, состоящих из 62 трубок диаметром 32 мм. Схема соединения двух смежных элементов холодильника приведена на фиг. 4-29.

Существенным недостатком элементных теплообменников являются их громоздкость и высокая стоимость единицы поверхности теплообмена, так как разделение поверхности на элементы (секции) вызывает увеличение количества наиболее дорогих де-

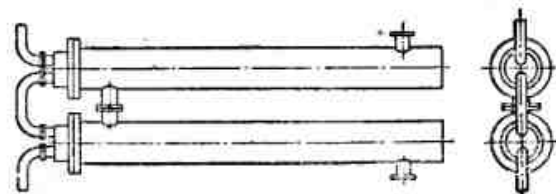
талей аппарата: трубных решеток, переходных камер, фланцевых соединений и т. д. Но благоприятные теплотехнические характеристики этих аппаратов (главным образом высокие значе-



Фиг. 4-27. Установка элементного конденсатора.



Фиг. 4-28. Элемент газового холодильника.



Фиг. 4-29. Схема соединения элементного холодильника.

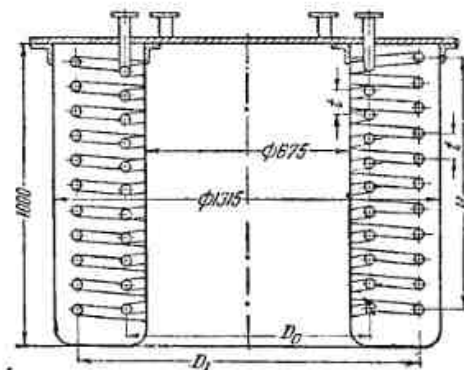
ния коэффициентов теплопередачи) при однородных обеих рабочих средах все же обеспечивают им достаточно широкое распространение. Весьма важной задачей является нормализация узлов, деталей и типовых конструкций элементных теплообменников, что должно привести к дальнейшей рационализации их устройства и улучшению экономических характеристик.

4-7. ДРУГИЕ ТИПЫ ПОВЕРХНОСТНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

Простейшие конструктивные схемы различных типов поверхностных теплообменников приводились при рассмотрении классификации этих аппаратов в § 1-9. Здесь дается краткая характеристика некоторых типов поверхностных теплообменников, нашедших распространение в промышленности.

а) Погружные змеевиковые теплообменники

Погружные теплообменники состоят из плоских или цилиндрических змеевиков, погруженных в сосуд с жидкой рабочей средой. По змеевику движется теплоноситель (пар, горячая вода и др.) либо охлаждающая среда. Условия теплоотдачи по внутренней поверхности змеевиков обычно бывают удовлетворительны, но теплоотдача по наружной их поверхности большей частью характеризуется низкими значениями коэффициентов теплоотдачи вследствие малой скорости омывания змеевика рабочей средой.



Фиг. 4-30. Погружной змеевиковый теплообменник.

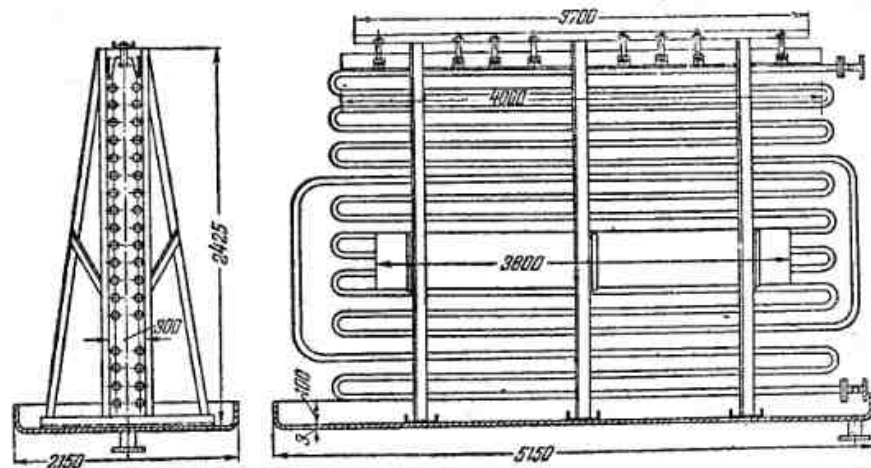
Типовое устройство погружного теплообменника с двойными цилиндрическими змеевиками показано на фиг. 4-30. Диаметр змеевика составляет 1 000—2 000 мм — в зависимости от диаметра сосуда. Расстояние t между отдельными звеньями змеевика выбирается в зависимости от требуемой поверхности теплообмена и условий изготовления звеньев из трубок различных диаметров (обычно $d = 25-75$ мм).

Погружные змеевиковые теплообменники отличаются чрезвычайной простотой устройства, но вместе с тем характеризуются малой производительностью (вследствие низких значений коэффициентов теплопередачи), неполным использованием объема кожуха (сосуда), особенно при установке концентрических стаканов — вставок, предназначенных для улучшения условий теплообмена у наружной поверхности змеевика.

Область применения погружных змеевиков ограничивается теплообменными устройствами с малыми тепловыми нагрузками, а также устройствами, в которых для поверхности теплообмена применяются материалы (свинец, керамика), не допускающие изготовления трубчатых теплообменников. Особое место занимают здесь также рассматриваемые ниже реакционные аппараты.

б) Оросительные теплообменники

Оросительные теплообменники применяются почти исключительно в качестве холодильников для жидкостей и газов — или конденсаторов. Они состоят большей частью из расположенных друг над другом прямых труб, орошаемых снаружи водой. Устройство оросительного теплообменника с поверхностью нагрева 20 м² показано на фиг. 4-31. Для распределения орошающей



Фиг. 4-31. Установка оросительного теплообменника.

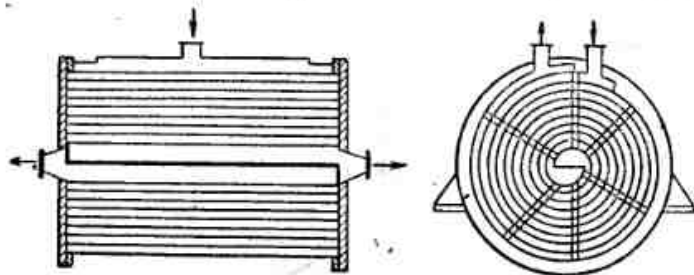
воды над верхней трубой установлен жолоб, внизу имеется устройство (корыто) для сбора воды.

Оросительные теплообменники, так же как и погружные, характеризуются невысокими значениями коэффициентов теплопередачи (по условиям орошения трубок водой). Эти аппараты, кроме того, довольно громоздки. Область применения оросительных теплообменников ограничивается холодильниками и конденсаторами малой производительности, устанавливаемыми, как правило, вне помещения. В химической промышленности распространены холодильники оросительного типа, изготовляемые из кислотоупорного ферросилида (например, для охлаждения кислот), не допускающего изготовления аппаратов в других, более рациональных конструктивных формах.

в) Спиральные теплообменники

Спиральные теплообменники состоят из двух спиральных каналов, по которым движутся рабочие среды. Каналы эти образуются металлическими листами, составляющими поверхность теплообмена.

На фиг. 4-32 показан горизонтальный спиральный противоточный теплообменник. При изготовлении спиральных теплообменников значительные трудности вызывает уплотнение кана-



Фиг. 4-32. Спиральный теплообменник.

лов, что неблагоприятно отражается на стоимости аппаратов.

Достоинствами спиральных теплообменников являются компактность устройства и возможность достижения сравнительно высоких скоростей движения рабочих сред при небольших гидравлических сопротивлениях в каналах. К недостаткам их относятся сложность изготовления, высокая стоимость, трудность ремонта и невозможность применения для давлений свыше 8—10 кг/см².

Широкого распространения в промышленности спиральные теплообменники до сих пор не нашли.

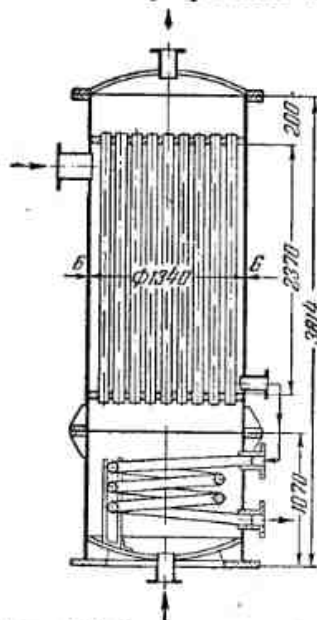
г) Комбинированные теплообменники

В отдельных случаях целесообразно применять комбинированные теплообменники, представляющие собой сочетание различных типов теплообменных устройств. Такой случай имеет место, например, в конденсаторах перегонных установок, где осуществляется конденсация паров продукта с последующим охлаждением жидкой фазы — конденсата. Здесь целесообразно применить конструкцию комбинированного

Фиг. 4-33. Комбинированный холодильник.

теплообменника, показанную на фиг. 4-33. Теплообменник состоит из трубочки (в верхней части) и змеевика, имеющих общий кожух.

Пары поступают в верхнюю часть трубочки и конденсируются в межтрубном пространстве, где условия для теплоотдачи при

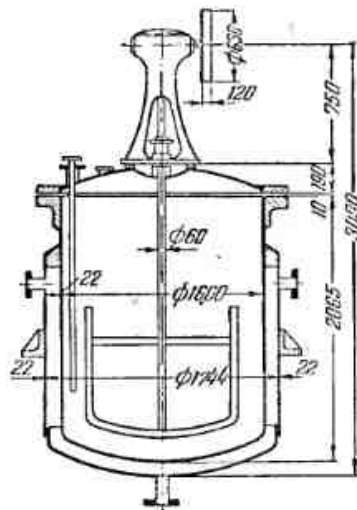


конденсации пара вполне благоприятны, практически вне зависимости от скорости движения рабочей среды. Жидкая фаза — конденсат — для дальнейшего своего охлаждения нуждается уже в достаточной скорости движения, чего можно достичь при движении жидкости внутри змеевика, расположенного в нижней части аппарата.

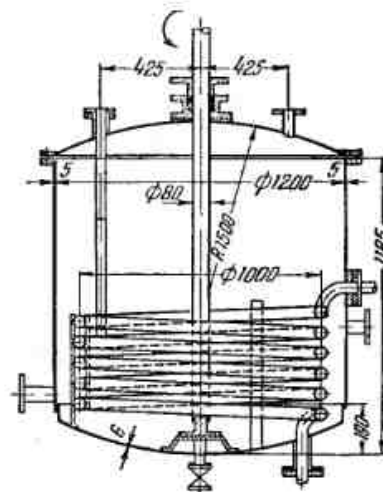
Охлаждающая вода поступает в теплообменник снизу, оmyвает сначала змеевик, а затем переходит в трубное пространство трубочки. Условия теплоотдачи со стороны охлаждающей воды могут быть улучшены устройством направляющего стакана у змеевика и увеличением числа ходов по трубному пространству трубочки.

д) Теплообменные устройства реакционных аппаратов

Среди различных конструкций реакционных аппаратов наиболее распространены рубашечные (фиг. 4-34) и змеевиковые (фиг. 4-35) теплообменные устройства.



Фиг. 4-34. Реакционный аппарат с паровой рубашкой.



Фиг. 4-35. Реакционный аппарат со змеевиковым холодильником.

На фиг. 4-34 показано устройство паровой рубашки для нейтрализатора кислой реакционной массы, состоящей из диметиланилина и спирта. Греющий пар подается в верхнюю часть паровой рубашки, конденсат удаляется из нижней ее части. Для улучшения теплоотдачи от стенки к продукту аппарат снабжен мешалкой якорного типа.

На фиг. 4-35 показано устройство змеевикового холодильника для сатуратора, предназначенного для насыщения аммиаком фосфорно-кислой вытяжки (аппарат работает под вакуумом).

Теплообменные устройства (рубашки и змеевики) реакционных аппаратов характеризуются ограниченностью поверхности теплообмена и сравнительно невысокой теплопроизводительностью. Область их применения, однако, весьма обширна, причем во многих случаях хорошие результаты по повышению производительности реакторов дает применение выносных теплообменников, о чем говорилось ранее в § 1-7. Область применения теплообменных устройств непосредственно в реакторах (без выносных теплообменников) сводится к случаям малых тепловых нагрузок при нагревании или охлаждении очень густых и вязких продуктов, а также к случаям, когда изменение температуры продукта тесно связано с протекающими в аппарате химическими реакциями.

4-8. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА И ВЫБОР КОНСТРУКЦИИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Выбор наиболее подходящей для тех или иных условий конструкции теплообменного аппарата является задачей, решаемой в каждом конкретном случае в соответствии с указанными ранее требованиями, которым должен удовлетворять рациональный теплообменный аппарат. При этом необходимо, как уже выше отмечалось, учитывать ряд важных факторов, к числу которых относятся: тепловая нагрузка аппарата, температурные условия процесса, физико-химические параметры рабочих сред, условия теплообмена, характер гидравлических сопротивлений, род материала и его защита от коррозии, расположение аппарата, взаимное направление движения рабочих сред, возможность очистки поверхности теплообмена от загрязнений, простота и компактность устройства и т. п.

В табл. 4-7* приведены некоторые сравнительные характеристики различных типов теплообменных аппаратов.

Можно также иметь в виду следующие ориентировки при выборе типовых конструкций теплообменников:

а) В качестве паро-жидкостных подогревателей чаще всего наиболее рациональны многоходовые (по трубному пространству) кожухотрубные теплообменники. При этом по температурным условиям процесса, как правило, достаточно использование трубчатых теплообменников жесткой конструкции. Сказанное относится и к большой группе теплообменных аппаратов, используемых в качестве конденсаторов.

б) В качестве жидкостно-жидкостных или газо-газовых теплообменников лучшие результаты дают элементные аппараты. Если установка элементных тепло-

* Эта таблица с некоторыми изменениями заимствована из книги В. М. Рамм, Теплообменные аппараты, Госхимиздат, 1948.

Таблица 4-7

Сравнительные характеристики теплообменных аппаратов

(условные обозначения: + — соответствие требованиям; X — частичное соответствие требованиям; — — несоответствие требованиям)

Конструктивные признаки теплообменных аппаратов	Простота и легкость изготовления	Возможность осуществления частого протравливания в трубах	Достижение высоких скоростей		Легкость очистки		Доступность для осмотра и ремонта	Поверхность теплообмена на единицу объема, м ² /м ³	Расход металла на единицу поверхности теплообмена, кг/м ²	Относительный расход металла на единицу передаваемого тепла *
			в межтрубном пространстве	труб	межтрубного пространства	труб				
1. Кожухотрубные:										
а) одноходов.	X	+	-	-	+	X	X	15—40	30—80	1
б) многоходов.	X	+	+	-	+	-	X	15—40	30—80	1
в) батарейные	X	+	X	+	+	-	X	10—15	30—80	1
2. Элементные	X	+	+	+	+	X	X	5—15	50—150	1,5—3,0
3. Погружные	+	-	+	-	+	+	+	5—10	90—120	1,0—5,0
4. Оросительные	+	-	+	Не требуется	X	+	+	3—6	40—60	0,5—2,0
5. Спиральные	-	+	+	+	-	-	-	30—70	30—50	0,2—0,9

* Расход металла для кожухотрубных аппаратов принят равным 1.

обменников оказывается слишком громоздкой (например, при достаточной большой поверхности нагрева), то возможно применение многоходовых кожухотрубных аппаратов.

Использование трубчатых теплообменников при этом следует рекомендовать и в тех случаях, когда при больших количествах рабочих сред не возникает необходимости в создании большого числа ходов в межтрубном пространстве аппаратов, либо если по температурным условиям необходима компенсация тепловых деформаций с переходом к аппаратам нежесткой конструкции.

в) Если условия теплообмена между рабочими средами и стенкой различны (например, в газо-жидкостных теплообменниках), следует применять ребристые или плавниковые аппараты.

г) Область применения погружных, оросительных и рубашечных аппаратов, как уже отмечалось выше, ограничивается установками с малыми тепловыми нагрузками (иногда периодического действия) или устройствами для нагрева или охлаждения веществ, оказывающих активное химическое воздействие на материал поверхности теплообмена, когда по своим механическим качествам эти материалы не допускают изготовления трубчатых или элементных аппаратов.

При выборе трубчатых теплообменников к аппаратам нежесткой конструкции (с подвижной трубной решеткой)

следует прибегать лишь в случаях действительной необходимости, стараясь в первую очередь ограничиться значительно более простыми теплообменниками жесткой конструкции. В элементарных теплообменниках вообще следует избегать устройства подвижных трубных решеток, так как это приводит к значительному удорожанию аппаратов.

Расположение поверхности теплообмена трубчатых аппаратов (вертикальное или горизонтальное) большей частью существенного значения не имеет.

Подвод и отвод рабочих сред следует выполнять с учетом простоты и удобства соединений аппарата с трубопроводами. Исключение здесь составляют лишь устройства для отвода из паровых камер аппаратов неконденсирующихся газов и конденсата. Отвод неконденсирующихся газов следует производить в участках паровых камер, наиболее удаленных от места подвода греющего пара (в верхней части камер, если удельный вес удаляемых газов ниже удельного веса пара, и в нижней части камер — в других случаях). Отвод конденсата производится всегда из нижней части паровой камеры.

Выбор направления движения рабочих сред следует производить так, чтобы вынужденное движение жидкости или газа по возможности совпадало с направлением свободного движения: при нагревании — снизу вверх, при охлаждении — сверху вниз. Взаимное направление движения рабочих сред в тех случаях, когда обе среды не изменяют своего агрегатного состояния, целесообразно большей частью выбирать по принципу противотока. При изменении агрегатного состояния одной из сред (например, в паро-жидкостных подогревателях) это значения не имеет.

Наконец, при выборе пространства для движения рабочих сред (в трубках или межтрубном пространстве) необходимо учитывать условия теплообмена, возможность очистки поверхности теплообмена от загрязнений, давление и температуру рабочих сред и их корродирующее действие на материал стенок аппаратов. При этом следует иметь в виду такие рекомендации:

1. Рабочую среду, характеризующуюся физическими свойствами, соответствующими пониженным значениям коэффициентов теплоотдачи, направлять с повышенной скоростью. Для одноходовых трубчатых аппаратов (а также для элементарных теплообменников) при одинаковых объемных количествах рабочих сред более высокие скорости могут быть достигнуты в проточной части трубного пространства за счет меньшего сечения трубного пространства по сравнению с межтрубным пространством.

Вообще, как уже указывалось ранее, при проектировании и эксплуатации теплообменников в первую очередь необходимо обращать внимание на условия теплообмена на том участке, где

термическое сопротивление более высоко (участок «основного термического сопротивления»).

2. Загрязненную или дающую отложения рабочую среду направлять с той стороны поверхности теплообмена, где легче производить очистку. В кожухотрубных и элементарных аппаратах легче осуществляется очистка внутренней поверхности трубок, в погружных и оросительных — наружной.

3. Рабочую среду, находящуюся под более высоким давлением, целесообразно направлять по трубкам небольшого диаметра, что уменьшает нагрузку корпуса аппарата.

4. По температурным условиям следует выбирать такое направление потоков рабочих сред, при котором уменьшаются неблагоприятные потери тепла в окружающую среду (например, в трубчатых подогревателях рабочую среду с более высокой температурой пропускать по трубам). Если же потеря тепла желательна (например, в холодильниках), то более нагретую среду можно направлять в межтрубное пространство.

5. Корродирующую среду целесообразнее направлять по трубному пространству, что уменьшает расход антикоррозионных материалов при изготовлении аппарата (корпус его может быть выполнен из обычного материала). В случае применения защитных покрытий в трубчатых аппаратах трубное пространство оказывается также более доступным для осмотра и ремонта.

Некоторые из приведенных условий могут противоречить друг другу; в таких случаях следует выбирать те условия, которые в данных конкретных условиях дают наибольший технико-экономический эффект.

4-9. ОПТИМАЛЬНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Нормальная заводская эксплуатация всякой теплоиспользующей установки связана, прежде всего, с поддержанием на ней оптимального теплового режима. Под оптимальным тепловым режимом теплообменного аппарата либо установки следует понимать такой режим, при котором полностью удовлетворяются требования технологического процесса (как в отношении производительности оборудования, так и качественных показателей), но при обязательном условии минимального расхода теплоносителя. Нередко бывает, что теплоиспользующая установка работает достаточно производительной, удовлетворяя требованиям технологического процесса, однако ее работа сопровождается значительными перерасходами тепла. Между тем технологический режим и рациональный тепловой режим должны быть тесно увязаны между собой. Эта взаимная увязка и характеризует оптимальный тепловой режим теплоиспользующей установки.

Оптимальный тепловой режим устанавливается и поддерживается на основе теплотехнического контроля, который должен быть:

1) надежным, что достигается правильностью и точностью показаний контрольно-измерительных приборов (для чего каждый прибор должен быть тщательно проверен и надлежащим образом установлен), а также правильностью методики наблюдений;

2) оперативным — при текущем контроле все ненормальности в работе теплоиспользующей установки, т. е. отступления от установленного оптимального режима, должны немедленно устраняться;

3) простым — при текущем контроле надо вести записи показаний лишь тех приборов (показателей), которые определяют основную сущность теплового режима; число наблюдений не должно быть большим, контроль не должен быть громоздким;

4) показательным — основные приборы теплового контроля должны быть установлены так, чтобы их показания были легко доступны для наблюдения обслуживающему данную установку персоналу.

Указанные требования относятся к так называемому текущему тепловому контролю, задачей которого является поддержание оптимального режима. Что касается установления оптимального режима, то оно должно производиться на основе так называемых специальных наблюдений или испытаний, производящихся специально обученным персоналом. При этом дополнительно к приборам текущего теплотехнического контроля добавляются еще некоторые специально устанавливаемые для этого приборы (например, дополнительные термометры, расходомеры, мановакуумметры и т. п.).

Текущий тепловой контроль в применении, например, к парожидкостному подогревателю заключается в систематическом наблюдении за температурами продукта при входе в подогреватель и выходе из него. При специальных наблюдениях за подогревателем следует, помимо указанных температур, определять количество продукта, проходящего через подогреватель, путем его замера расходомером. При испытании подогревателя, обогреваемого паром, необходимо замерять количество пара либо непосредственно паромером, либо путем измерения количества конденсата пара после конденсационного горшка. Измерение это производится весовым либо объемным способом при помощи двух тарированных баков, на которые попеременно переключается конденсат из подогревателя. Баки и патрубки при них рассчитываются таким образом, чтобы каждый бак наполнялся в течение 5—10 мин. и опорожнялся за 2—4 мин. Температура греющего пара замеряется термометром, вставленным в специально установленную гильзу на трубопроводе, подводящем пар в ка-

меру подогревателя (после парового вентиля). Можно также при использовании насыщенного пара производить замеры его температуры путем замера проверенным манометром давления пара в камере. Температура конденсата замеряется термометром, вставленным в гильзу на конденсатном трубопроводе, непосредственно за аппаратом. Замеряется также температура конденсата в баке и вводится по указанной разности температур конденсата и его замеренному количеству поправка на самоиспарение конденсата. Продолжительность испытания должна быть около 4 час. при установившейся работе подогревателя и нормальной его производительности, а наблюдения отдельных величин должны производиться через 10—15 мин. На конденсатном трубопроводе после вентиля, через которые отводится конденсат в сборник при обычной работе, должны быть поставлены заглушки. В результате обработки материалов испытания могут быть определены производительность аппарата и коэффициент теплопередачи.

Специальные наблюдения производятся в течение 8 час. Перед специальными наблюдениями или испытанием контрольно-измерительные приборы должны быть тщательно проверены согласно действующим правилам.

В дополнение к сказанному ранее следует отметить целесообразность устройства мерных стекол в паровой (греющей) камере подогревателя для контроля отвода конденсата из нее, что удобнее и нагляднее, чем контроль работы конденсационных горшков, находящихся обычно вдали от обслуживающего персонала. Кроме того, необходимо обеспечить нормальную работу предохранительных и обратных клапанов, оттяжек воздуха и неконденсирующихся газов и т. п. При обогреве вторичными парами из многокорпусной выпарной станции оттяжки должны быть отведены в пространство с давлением на ступень ниже давления в том корпусе, откуда они отводятся.

Для других теплообменных аппаратов нетрудно установить аналогичные признаки оптимального теплового режима, объем текущего теплотехнического контроля, а также характер специальных наблюдений и испытаний в эксплуатационных условиях.

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

5-1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Выпарные установки в технологической схеме и тепловом хозяйстве многих предприятий играют важную роль. Это относится прежде всего к сахарному производству, а также к производству каустической соды, глицерина, поваренной соли и др. В производственных условиях выпарные установки выполняют такие важные задачи:

- 1) повышение концентрации выпариваемого раствора;
- 2) снабжение цехов завода греющим паром за счет отбираемых с выпарной станции вторичных паров;
- 3) обеспечение котельной установки и технологических нужд производства горячими конденсационными водами.

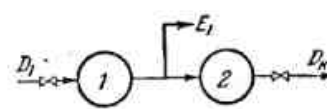
Проектирование выпарных установок, как правило, необходимо выполнять с учетом всех этих задач. Как будет показано в дальнейшем, увеличение пароотбора с выпарной станции значительно повышает экономичность теплового хозяйства предприятия и способствует увеличению производительности самой выпарной установки. Использование конденсатов выпарной установки также повышает экономичность теплосилового хозяйства: известно, что на электрических станциях широко распространены испарительные установки, предназначенные специально для получения конденсатов.

Среди различных требований, которым должны удовлетворять рационально построенные выпарные установки, наиболее важны следующие:

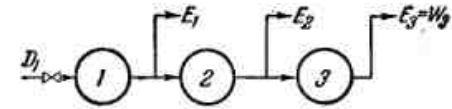
- 1) достаточная производительность, обеспечивающая длительную устойчивую работу установки в условиях накипеобразования (т. е. при постепенном загрязнении поверхности нагрева осадком);
- 2) высокая экономичность, обеспечивающая при применении установки снижение предприятием расхода пара и топлива на технологические нужды, а также максимальное уменьшение тепловых потерь со вторичными парами из последнего корпуса на барометрический конденсатор;

3) соблюдение оптимального температурного режима, обеспечивающего возможно более широкое и рациональное использование вторичных паров (максимальное развитие пароотбора).

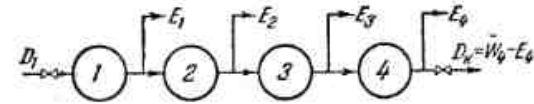
Этим требованиям в наибольшей степени удовлетворяют многокорпусные выпарные установки с отбором вторичных паров¹.



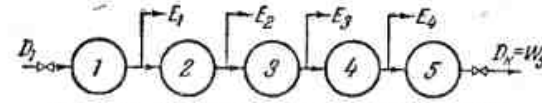
Фиг. 5-1. Схема двухкорпусной выпарной установки (с отбором вторичного пара I корпуса).



Фиг. 5-2. Схема трехкорпусной выпарной установки (под давлением).



Фиг. 5-3. Схема четырехкорпусной выпарной установки (под уменьшенным вакуумом).



Фиг. 5-4. Схема пятикорпусной выпарной установки (под разрежением).

Такие выпарные установки можно разделить на следующие характерные классы:

А. По числу корпусов

1. Двухкорпусные выпарные установки, состоящие из двух ступеней последовательного использования греющего и вторичного паров (фиг. 5-1).

2. Трехкорпусные, четырехкорпусные, пятикорпусные и т. д. выпарные установки, состоящие соответственно из трех (фиг. 5-2), четырех (фиг. 5-3), пяти (фиг. 5-4) и т. д. ступеней использования паров.

Б. По состоянию вторичного пара последнего корпуса установки

1. Выпарные установки под разрежением (фиг. 5-4), в которых последний корпус при расчетном режиме находится под возможно более полным разрежением, причем

¹ Простейшим частным случаем выпарной установки является одно корпусная установка, расчет и анализ работы которой нетрудно выполнить, используя общие приведенные ниже расчетные соотношения.

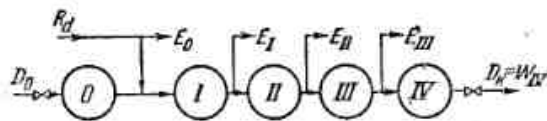
вторичный пар этого корпуса направляется непосредственно на барометрический конденсатор без использования его (т. е. пара) для целей обогрева ($E_n = 0$).

2. Выпарные установки под давлением (фиг. 5-2), в которых последний корпус находится под некоторым избыточным давлением, причем вторичный пар этого корпуса при расчетном режиме полностью используется для целей обогрева других теплоиспользующих устройств предприятия ($E_n = W_n$).

3. Выпарные установки под ухудшенным вакуумом (фиг. 5-3), представляющие собой схему, промежуточную между двумя приведенными выше. В некоторых случаях эта схема может выражать работу установки без потерь пара на конденсатор ($E_n = W_n$), в других случаях — при расчетном режиме — она отражает частичный паротбор с последнего корпуса при наличии некоторой потери пара на конденсатор ($D_n = W_n - E_n$ при $E_n < W_n$).

В. По подводу греющего пара к выпарной установке

1. Выпарные установки без нуль-корпуса, в которых весь греющий пар (одинакового потенциала) подается на первый по порядку корпус установки (фиг. 5-1 ÷ 5-4).



Фиг. 5-5. Схема пятикорпусной выпарной установки с нуль-корпусом.

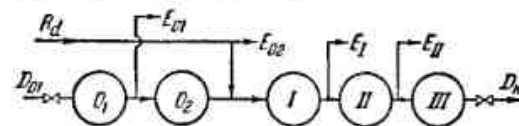
2. Выпарные установки с нуль-корпусом, в которых используется греющий пар различных параметров (например, острый пар из котлов и отработанный пар двигателей), причем пар более высокого давления подается на первый по порядку (предвключенный) корпус, называемый нуль-корпусом, а пар пониженного давления — на один из следующих корпусов.

При наличии одного нуль-корпуса (фиг. 5-5) пар пониженного давления подводится ко второму по порядку корпусу, который принято называть при этом I корпусом.

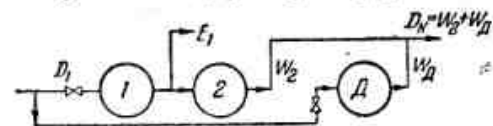
Возможна схема выпарной установки и с двумя нуль-корпусами (фиг. 5-6), в которой I корпусом, обогреваемым паром пониженного давления, является уже третий по порядку корпус.

3. Выпарные установки с дополнительными корпусами, в которых греющий пар одинакового потенциала поступает параллельно на различные корпуса, например на пер-

вый корпус (I) и на дополнительный (Д) корпус, включенный по ходу выпариваемого раствора после последнего из основных корпусов установки (фиг. 5-7).



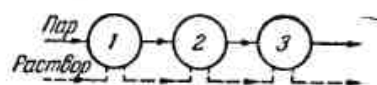
Фиг. 5-6. Схема пятикорпусной выпарной установки с двумя нуль-корпусами.



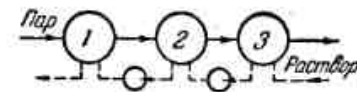
Фиг. 5-7. Схема трехкорпусной выпарной установки с дополнительным корпусом.

Г. По взаимному направлению потоков греющего пара и выпариваемого раствора

1. Выпарные установки прямого тока, в которых греющий пар и выпариваемый раствор переходят из корпуса в корпус в одном и том же направлении (фиг. 5-8).



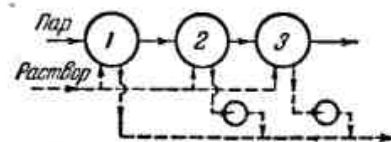
Фиг. 5-8. Схема многокорпусной выпарной установки прямого тока.



Фиг. 5-9. Схема противоточной многокорпусной выпарной установки.

2. Противоточные выпарные установки, в которых греющий пар и выпариваемый раствор переходят из корпуса в корпус в противоположных направлениях (фиг. 5-9).

3. Выпарные установки с параллельным питанием корпусов, в которых выпариваемый раствор поступает на каждый из корпусов независимо от других (фиг. 5-10).



Фиг. 5-10. Схема многокорпусной выпарной установки с параллельным питанием корпусов.

В промышленных условиях более всего распространены выпарные установки прямого тока.

Выпарные установки с нуль-корпусами широко распространены в сахарной промышленности, где в большинстве случаев приходится иметь дело с использованием греющего пара двух

различных давлений (из-за вязкого противодействия на паровых поршневых машинах).

Выпарные установки с дополнительным корпусом встречаются, например, в содовой промышленности, где выпариваются концентрированные щелочные растворы, требующие повышенных разностей температур при кипении, что и достигается на дополнительном корпусе.

Выпарные установки под разрежением применяются в случае выпаривания растворов с повышенной депрессией, а также в тех случаях, когда по технологическим условиям недопустимо кипение раствора при повышенной температуре. В этих случаях, однако, неизбежны потери пара на конденсатор, достигающие иногда значительных размеров.

Выпарные установки под давлением (и с ухудшенным вакуумом) улучшают использование вторичных паров и характеризуются повышенной экономичностью за счет отсутствия потерь пара на конденсатор, а также большей компактностью устройства при отсутствии барометрического конденсатора и паропроводов, находящихся под разрежением. Вторичные пары и конденсаты выпарных установок под давлением имеют более высокие температуры, что облегчает их использование.

5-2. ОСНОВЫ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Тепловые расчеты выпарных установок основываются на использовании уравнений теплового баланса и теплообмена для отдельных корпусов установок:

$$Q_i = W_i r_i = k_i F_i \Delta t_i \text{ ккал/час,} \quad (5-1)$$

где W_i — количество выпариваемой воды, кг/час;

r_i — тепло испарения, ккал/кг;

k_i — коэффициент теплопередачи, ккал/м² час град;

F_i — поверхность нагрева, м²;

Δt_i — полезная разность температур, град.

Следует различать два вида тепловых расчетов выпарных установок: проектные и поверочные.

Проектные тепловые расчеты выполняются при проектировании новой выпарной установки. Основной задачей таких расчетов является определение поверхности нагрева отдельных корпусов установки при некоторых заранее выбранных условиях теплового режима ее работы.

При этом для определения поверхности нагрева корпусов можно пользоваться общим соотношением

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} \text{ м}^2. \quad (5-2)$$

Как это следует из данных, приведенных в § 5-10 об условиях теплопередачи в выпарных аппаратах, условия работы отдельных корпусов в основном предопределяются тепловыми напряжениями поверхности нагрева $q_p = k \Delta t$. Если тем или иным образом предварительно выбраны значения тепловых напряжений корпусов, то можно воспользоваться соотношением

$$F_i = \frac{Q_i}{q_{pi}} \text{ м}^2. \quad (5-3)$$

Иногда удобно в расчетах пользоваться понятием весового напряжения корпусов, представляющего собой количество воды, выпариваемой с 1 м² поверхности нагрева в течение часа:

$$U_i = \frac{W_i}{F_i} \text{ кг/м}^2 \text{ час.} \quad (5-4)$$

При этом можно считать:

$$U_i = \frac{q_{pi}}{r}, \quad (5-4a)$$

причем также

$$F_i = \frac{Q_i}{U_i r} = \frac{W_i}{U_i} \text{ м}^2. \quad (5-5)$$

Кроме того, при расчетах промышленных выпарных установок нередко пользуются понятием об удельных нагрузках отдельных корпусов (w_i), представляющих собой количество выпариваемой воды, приходящееся на единицу производительности предприятия по перерабатываемому сырью или готовой продукции. В этом случае можно пользоваться формулой

$$F_i = \frac{A w_i}{24 U_i} \text{ м}^2, \quad (5-6)$$

где A — суточная производительность предприятия.

Поверочные расчеты выполняются при нормировании работы действующих в производственных условиях выпарных установок.

Основной задачей таких расчетов является установление оптимального режима работы установки при заранее известных размерах поверхности нагрева отдельных корпусов.

При этом в качестве признака, определяющего оптимальный режим установки (по аналогии с методикой поверочных расче-

тов теплообменных аппаратов) рекомендуется принимать условие равенства суммарных потребной $\left(\sum_1^n \Delta t_i\right)$ и располагаемой $(\Sigma \Delta t_p)$ полезных разностей температур:

$$\Sigma \Delta t_p = \sum_1^n \Delta t_i,$$

что соответствует запасу производительности

$$a = \frac{\Sigma \Delta t_p}{\sum_1^n \Delta t_i}, \quad (5-7)$$

равному единице.

Потребная разность температур для каждого отдельного корпуса определяется общим соотношением

$$\Delta t_i = \frac{Q_i}{k_i F_i}, \quad (5-8)$$

причем для многокорпусной выпарной установки в целом

$$\sum_1^n \Delta t_i = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n. \quad (5-9)$$

Если известны тепловые или весовые напряжения поверхности нагрева, то

$$\Delta t_i = \frac{q_{Fi}}{k_i} = \frac{r_i U_i}{k_i}. \quad (5-10)$$

Располагаемая полезная разность температур определяется в зависимости от тепловой схемы выпарной установки по формуле

$$\Sigma \Delta t_p = (T_1 - T_n) - \left(\sum_1^n \vartheta_i + \sum_1^n \delta_i \right), \quad (5-11)$$

где T_1 — температура насыщения греющего пара, идущего на первый корпус установки;

T_n — температура насыщения вторичного пара последнего корпуса в конденсаторе;

ϑ_i — температурные потери на депрессию на отдельных корпусах;

δ_i — снижение температуры в паропроводах.

Таким образом, оптимальный режим работы выпарной установки, определяемый при поверочных расчетах, соответствует достижению равенства

$$(T_1 - T_n) - \left(\sum_1^n \vartheta_i + \sum_1^n \delta_i \right) = \sum_1^n \frac{r_i U_i}{k_i}. \quad (5-12)$$

Частные методики проектных и поверочных расчетов подробнее рассматриваются в дальнейшем изложении.

Для построения рациональной методики тепловых расчетов прежде всего необходимо установить величины, полнее всего характеризующие условия тепловой работы выпарных установок. Для промышленных многокорпусных выпарных установок, работающих в условиях накипеобразования и при использовании отбираемых вторичных паров, к числу таких основных характеристик рабочего процесса следует отнести следующие взаимно связанные величины:

1) нагрузки и напряжения поверхности нагрева отдельных корпусов;

2) коэффициенты теплопередачи по корпусам;

3) полезные разности температур по отдельным корпусам.

Полезные разности температур по отдельным корпусам предопределяют производительность выпарной установки. Важное их значение во многих случаях обусловлено, кроме того, необходимостью достижения на каждом из корпусов определенных температур вторичных паров, обеспечивающих использование пароотбора для технологических нужд предприятия, что существенно повышает экономичность теплового хозяйства. Поэтому при тепловых расчетах выпарных установок условия их температурного режима необходимо оценивать с особой тщательностью.

Если в проектных расчетах сведения о полезных разностях температур по корпусам входят в число исходных для расчета данных, то рассчитываемая выпарная установка должна в работе обеспечивать достижение заданного температурного режима.

В поверочных расчетах значения полезных разностей температур по корпусам являются в противоположность проектным расчетам величинами, подлежащими определению в зависимости от других исходных данных (в частности, в зависимости от размеров поверхности нагрева отдельных корпусов).

В соответствии с приведенными выше соотношениями (5-10)

$$\Delta t_i = \frac{q_{Fi}}{k_i} = \frac{r_i U_i}{k_i},$$

т. е. при определенных значениях коэффициентов теплопередачи полезные разности температур пропорциональны тепловым (или весовым) напряжениям поверхности нагрева корпусов.

Этим обстоятельством предопределяется значение напряжений поверхности нагрева корпусов как важнейших характеристик работы многокорпусных выпарных установок. Значимость напряжений поверхностей нагрева корпусов еще более возрастает в связи с тем, что на основании данных учения о теплообмене условия теплопередачи в выпарных аппаратах также во многом зависят от напряжений поверхности нагрева. Кроме того, числовые значения весовых напряжений корпусов, определяемые по формуле (5-4):

$$U_i = \frac{W_i}{F_i},$$

отражают влияние схемы пароотбора (в зависимости от количества выпариваемой на данном корпусе воды W_i), а также распределения поверхности нагрева F_i между отдельными корпусами.

Таким образом, можно признать, что напряжения поверхности нагрева корпусов непосредственно связаны со всеми основными характеристиками тепловой работы выпарной установки и что они являются важнейшими и обобщающими показателями режима ее работы.

На основании всего сказанного можно заключить, что содержание тепловых расчетов многокорпусных выпарных установок сводится к следующим основным разделам:

1. Определение нагрузок корпусов выпарной установки.
2. Расчет термических сопротивлений и коэффициентов теплопередачи для отдельных корпусов выпарной установки.
3. Расчет температурного режима выпарной установки.

Кроме того, в качестве заключительного этапа расчетов определяется поверхность нагрева корпусов (при выполнении проектных расчетов) либо устанавливается оптимальный тепловой режим установки в данных условиях (при выполнении поверочных расчетов).

5-3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК КОРПУСОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОРПУСА

Нагрузка корпусов выпарной установки определяется количеством выпаренной воды. Следует различать такие величины:

а) полная нагрузка корпуса (W_i), в единицу времени—кг/час либо кг/мин;

б) удельная нагрузка корпуса (w_i), т. е. нагрузка, приходящаяся на единицу производительности предприятия по сырью или готовой продукции.

Основная задача расчета нагрузок корпусов сводится к распределению общего количества выпариваемой на установке воды по отдельным корпусам. Общее количество выпариваемой на установке воды обычно бывает заранее заданным или опреде-

ляется по общеизвестной формуле, получаемой на основании уравнения материального баланса растворенного вещества:

$$W = S \left(1 - \frac{b}{B}\right) = W_1 + W_2 + \dots + W_n, \quad (5-13)$$

где S —весовое количество поступающего на выпаривание раствора;

b и B —начальная и конечная концентрации раствора в весовых процентах.

При определении промежуточной концентрации раствора после любого (n -ного) корпуса выпарной установки можно пользоваться соотношением

$$B_n = \frac{S \cdot b}{S - \sum_1^n W_i}. \quad (5-14)$$

Можно указать различные методы расчета нагрузок корпусов выпарных установок. Среди них наиболее известен общий метод проф. И. А. Тищенко; также широко распространен простейший метод расчета—без учета самоиспарения и тепловых потерь. Можно указать также метод автора с учетом тепловых потерь. Рассмотрим вкратце все эти методы расчета и сопоставим результаты расчетов по различным методам.

Исходной методической предпосылкой для всех излагаемых ниже расчетов нагрузок корпусов является уравнение теплового баланса корпуса выпарной установки.

Примем следующее обозначение величин:

D —расход первичного (греющего) пара;

S —количество поступающего на выпаривание раствора;

c —теплоемкость раствора;

t —температура кипения раствора;

λ —теплосодержание первичного пара;

i —теплосодержание вторичного пара;

τ —теплосодержание конденсата.

В соответствии со схемой, приведенной на фиг. 5-11, тепловой баланс любого (n -ного) корпуса выпарной установки характеризуется следующими данными:

Приход тепла

Первичный пар $D_n \lambda_n$

Раствор $\left(S - \sum_1^{n-1} W_i\right) c_{n-1} t_{n-1}$.

Расход тепла

Вторичный пар $W_n i_n$.

Раствор

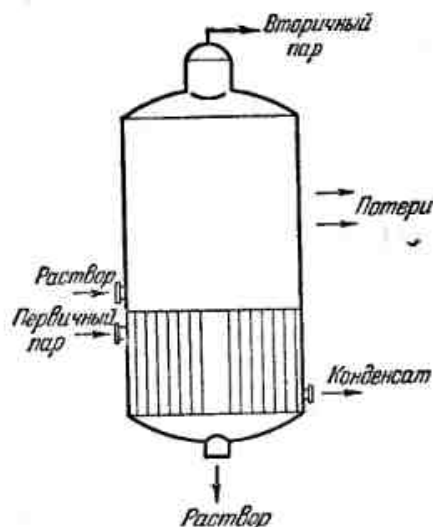
$\left(S - \sum_1^{n-1} W_i - W_n\right) c_n t_n$.

Конденсат $D_n \tau_n$.

Потери тепла Q_n .

Следовательно, уравнение теплового баланса корпуса можно выразить в общем виде соотношением

$$D_n \lambda_n + \left(S - \sum_1^{n-1} W_i \right) c_{n-1} t_{n-1} = W_n i_n + \\ + \left(S - \sum_1^{n-1} W_i - W_n \right) c_n t_n + D_n \tau_n + Q_n.$$



Фиг. 5-11. К составлению теплового баланса корпуса выпарной установки.

Обычно принимают, что теплоемкость водных растворов в зависимости от концентрации B выражается формулой

$$c = 1 - mB,$$

где m — коэффициент, зависящий от природы растворенного вещества.

Поэтому для теплоемкости раствора после любого корпуса с учетом формулы (5-14) можно написать:

$$c_n = 1 - mb_n = 1 - m \frac{Sb}{S - \sum_1^n W_i} = \frac{S(1 - mb) - \sum_1^n W_i b}{S - \sum_1^n W_i}.$$

Но для начальной теплоемкости поступающего на выпаривание раствора можно получить:

$$c = 1 - mb,$$

а поэтому

$$\left(S - \sum_1^n W_i \right) c_n = Sc - \sum_1^n W_i b,$$

или также

$$\left(S - \sum_1^{n-1} W_i \right) c_{n-1} = Sc - \sum_1^{n-1} W_i b.$$

Таким образом, уравнение теплового баланса корпуса принимает вид:

$$D_n \lambda_n + \left(Sc - \sum_1^{n-1} W_i b \right) t_{n-1} = W_n i_n + \\ + \left(Sc - \sum_1^{n-1} W_i b - W_n b \right) t_n + D_n \tau_n + Q_n.$$

Решая полученное уравнение, находим количество выпаренной воды:

$$W_n = D_n \frac{\lambda_n - \tau_n}{i_n - t_n} + \left(Sc - \sum_1^{n-1} W_i b \right) \frac{t_{n-1} - t_n}{i_n - t_n} - \frac{Q_n}{i_n - t_n},$$

или в сокращенной записи:

$$W_n = \left[D_n \alpha_n + \left(Sc - \sum_1^{n-1} W_i \beta_n \right) \Delta_n \right] \Delta_n. \quad (5-15)$$

В этой формуле:

$\alpha_n = \frac{\lambda_n - \tau_n}{i_n - t_n}$ — коэффициент испарения, показывающий количество воды, выпаренной за счет 1 кг первичного пара;

$\beta_n = \frac{t_{n-1} - t_n}{i_n - t_n}$ — коэффициент самоиспарения, учитывающий количество воды, выпаренной за счет тепла самоиспарения раствора;

Δ_n — коэффициент тепловых потерь, учитывающий потери тепла (в окружающую среду, через газовые оттяжки и др.).

По поводу числовых значений этих коэффициентов можно привести следующие ориентировочные данные:

1. Значения α_n при выпаривании водных растворов обычно близки к единице. Поэтому в дальнейшем мы будем принимать для всех корпусов $\alpha_n = 1$, что не вносит в результат расчетов сколь-либо существенных изменений.

2. Значения β_n для различных корпусов различны в зависимости от схемы выпарной установки. Для многокорпусных установок прямого тока в большинстве случаев $\beta_n = 0,01 - 0,1$.

Возможны также отрицательное и нулевое значения β_n , когда температура поступающего в корпус раствора соответственно ниже или равна температуре кипения для данного корпуса.

3. Значения Δ_n при учете тепловых потерь в окружающую среду составляют в среднем $\Delta_n = 0,98$. Если учитываются другие тепловые потери, то значения Δ_n следует устанавливать на основании соответствующих опытных данных.

В частности, при выпаривании водных растворов NaOH за счёт влияния тепла дегидратации значения Δ_n , как показывают сравнительные расчеты, снижаются до $0,9 - 0,92^*$.

При $\alpha_n = 1$ уравнение (5-15) принимает вид:

$$W_n = \left[D_n + \left(Sc - \sum_1^{n-1} W_i \right) \beta_n \right] \Delta_n. \quad (5-16)$$

Уравнение (5-16) является основным исходным соотношением для расчета нагрузок корпусов выпарных установок. Различные методы расчетов отличаются главным образом принятием тех или иных допущений относительно коэффициентов исходного уравнения (5-16), а также математическим оформлением расчетных формул и вычислений применительно к многокорпусным выпарным установкам.

5-4. ПРОСТЕЙШИЙ РАСЧЕТ НАГРУЗОК КОРПУСОВ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАРООТБОРА

Простейший расчет нагрузок корпусов выпарной установки выполняется в предположении, что отсутствуют самоиспарение раствора ($\beta_n = 0$) и тепловые потери ($\Delta_n = 1,0$). При этих допущениях исходное уравнение (5-16) теплового баланса дает:

$$W_n = D_n, \quad (5-17)$$

* При расчетах установок для выпаривания растворов NaOH в первом приближении можно пользоваться соотношением $\Delta_n = 0,98 - 0,007 \cdot \Delta b$ (где Δb — изменение концентрации раствора.)

т. е. здесь получается, что за счет 1 кг греющего первичного пара, поступающего на любой корпус, выпаривается 1 кг воды на данном корпусе.

При наличии пароотбора, кроме того, справедливо соотношение

$$D_{n+1} = W_n - E_n, \quad (5-18)$$

где E_n — количество отбираемого вторичного пара.

Рассмотрим простейший расчет нагрузок корпусов выпарной установки применительно, например, к случаю трехкорпусной установки.

Для отдельных корпусов установки на основании уравнений (5-17) и (5-18) можно получить:

$$1\text{-й корпус } W_1 = D_1.$$

$$2\text{-й корпус } W_2 = D_1 - E_1.$$

$$3\text{-й корпус } W_3 = D_1 - E_1 - E_2.$$

Суммируя эти выражения, получаем общее количество выпаренной воды:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 = 3D_1 - 2E_1 - E_2$$

откуда

$$D_1 = W_1 = \frac{W}{3} + \frac{2}{3} E_1 + \frac{1}{3} E_2.$$

Нетрудно видеть, что для любого числа корпусов, т. е. для n -корпусной выпарной установки, аналогично получается общее выражение:

$$D_1 = W_1 = \frac{W}{n} + \frac{n-1}{n} E_1 + \frac{n-2}{n} E_2 + \dots + \frac{1}{n} E_{n-1}. \quad (5-19)$$

Для последующих корпусов, начиная со второго, остается справедливым уравнение (5-18).

Если заранее известно, что раствор поступает на выпарную установку с температурой t ниже температуры кипения t_1 на первом корпусе, то расход пара D_1 следует определять по формуле

$$D_1 = W_1 + \frac{Sc}{r} (t_1 - t). \quad (5-20)$$

Количество воды, выпариваемой на последнем корпусе выпарной установки, составляет:

$$W_n = \frac{W}{n} - \frac{1}{n} E_1 - \frac{2}{n} E_2 - \dots - \frac{n-1}{n} E_{n-1}. \quad (5-21)$$

Для выпарных станций под разрежением, когда вторичный пар последнего корпуса, как правило, на сторону не отбирается ($E_n = 0$), величина W_n определяет потери пара на конденсатор:

$$D_n = W_n.$$

Для выпарных станций под давлением или уменьшенным вакуумом, когда вторичный пар последнего корпуса полностью или частично отбирается на сторону ($0 < E_n \leq W_n$), потеря пара на конденсатор составит:

$$D_k = W_n - E_n.$$

Уравнения (5-19) и (5-21) дают возможность судить об экономичности работы многокорпусных выпарных установок.

Так, например, рассматривая уравнение (5-19), можно отметить следующие факторы, влияющие на расход пара D_1 :

- 1) общее количество выпариваемой воды W ;
- 2) число корпусов выпарной установки n ;
- 3) количество отбираемых вторичных паров

$$E_1, E_2, \dots, E_{n-1}.$$

Коэффициенты перед выражениями для количеств отбираемых вторичных паров ($\frac{n-1}{n}$, $\frac{n-2}{n}$ и т. д.) в уравнении (5-19) называются эквивалентами вторичных паров. Эквивалент вторичного пара данного корпуса показывает, какое количество греющего пара D_1 необходимо затратить на выпарную установку для получения 1 кг вторичного пара этого корпуса.

Для уменьшения расхода пара D_1 целесообразно использовать вторичные пары с наименьшими эквивалентами, т. е. стараться по возможности отбирать вторичные пары с последних корпусов выпарной установки. Это стремление ограничивается лишь параметрами вторичных паров, что в известных пределах затрудняет их использование.

Важно подчеркнуть, что перенесение пароотбора на головные корпуса неизменно приводит к увеличению расхода пара на выпарную станцию и одновременно к увеличению нагрузки последних корпусов, что вызывает также возрастание потерь пара на барометрический конденсатор в установках под разрежением.

В выпарных установках под давлением обычно предполагается, что весь вторичный пар последнего корпуса отбирается на сторону, т. е. $E_n = W_n$. Это достигается, однако, лишь при некотором вполне определенном в данных условиях распределении пароотбора между корпусами, о чем подробнее будет сказано ниже (см. § 5-8).

Пользуясь соотношениями (5-17) и (5-18), легко получить выражения, выясняющие влияние пароотбора (E_i) и потерь пара на конденсатор (D_k), производительность и экономичность многокорпусной выпарной установки.

Для отдельных корпусов установки можно написать:

$$\begin{aligned} W_n &= E_n + D_k; \\ W_{n-1} &= E_n + D_k + E_{n-1}; \\ &\dots \\ &\dots \\ W_1 &= E_n + D_k + E_{n-1} + \dots + E_2 + E_1. \end{aligned}$$

Суммируя эти соотношения, находим выражение для общего количества выпариваемой воды, что характеризует производительность выпарной установки:

$$W = E_1 + 2E_2 + \dots + (n-1)E_{n-1} + n(E_n + D_k). \quad (5-22)$$

После подстановки (5-22) в уравнение (5-19) находим расход греющего пара, что характеризует экономичность выпарной установки:

$$D_1 = W_1 = E_1 + E_2 + \dots + E_{n-1} + (E_n + D_k),$$

или в сокращенной записи:

$$D_1 = \sum_1^n E_i + D_k, \quad (5-23)$$

где $\sum_1^n E_i$ — суммарный пароотбор со всех корпусов установки.

Таким образом, в дополнение к ранее указанным факторам, влияющим на работу выпарных установок, можно сделать следующие важные выводы:

1. Производительность выпарной установки при увеличении пароотбора возрастает, причем наибольшее влияние оказывает пароотбор с последних корпусов.

2. Экономичность выпарной установки при заданном суммарном пароотборе характеризуется величиной D_k потери пара на конденсатор.

Кроме того, как показано ниже (см. пример 5-2), при наличии или увеличении пароотбора значительно уменьшается потребная суммарная поверхность нагрева корпусов выпарной установки.

Следовательно, основными направлениями в рационализации работы выпарных установок являются:

а) всемерное развитие пароотбора и в первую очередь с последних корпусов выпарной установки;

б) уменьшение потерь пара последнего корпуса на конденсатор.

Рационально построенные промышленные выпарные установки должны характеризоваться соблюдением этих важных условий.

Пример 5-1. Пользуясь простейшим методом расчета, определить нагрузки отдельных корпусов четырехкорпусной выпарной установки сахарного завода, работающей по схеме на фиг. 5-3 при следующих данных: количество раствора на выпаривание $S = 120$ кг/мин; концентрации раствора:

$$\begin{aligned} \text{начальная } b &= 15\%; \\ \text{конечная } B &= 65\%. \end{aligned}$$

Пароотбор из отдельных корпусов установки:

$$E_1 = 20 \text{ кг/мин}; E_2 = 8 \text{ кг/мин}; E_3 = 12 \text{ кг/мин}; E_4 = 4 \text{ кг/мин}.$$

1. Общее количество выпаренной воды определим по формуле (5-13):

$$W = S \left(1 - \frac{b}{B}\right) = 120 \left(1 - \frac{15}{65}\right) = 92 \text{ кг/мин}.$$

2. Расход пара на выпарную установку при условии подогрева раствора до температуры кипения в первом корпусе в соответствии с формулой (5-19) составит:

$$\begin{aligned} D_1 = W_1 &= \frac{W}{4} + \frac{3}{4} E_1 + \frac{2}{4} E_2 + \frac{1}{4} E_3 = \\ &= 23,0 + 15,0 + 4,0 + 3,0 = 45 \text{ кг/мин}. \end{aligned}$$

3. Нагрузки отдельных корпусов составляют:

$$\begin{aligned} W_1 &= 45 \text{ кг/мин}; \\ W_2 = W_1 - E_1 &= 25 \text{ кг/мин}; \\ W_3 = W_2 - E_2 &= 17 \text{ кг/мин}; \\ W_4 = W_3 - E_3 &= 5 \text{ кг/мин}. \end{aligned}$$

Итого $W = 92$ кг/мин, что согласуется с ранее

вычисленным значением.

4. Потеря пара на конденсатор

$$D_k = W_4 - E_4 = 5 - 4 = 1 \text{ кг/мин}.$$

Пример 5-2. Выяснить экономическую эффективность пароотбора из выпарной установки содового завода производительностью по твердому каустуку $A = 16,5$ т/час при следующих данных:

количество раствора на выпаривание $S = 3500$ кг/т каустика;
концентрация раствора:

$$\begin{aligned} \text{начальная } b &= 28\%; \\ \text{конечная } B &= 60\%; \end{aligned}$$

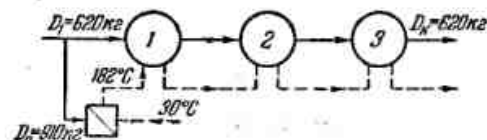
температура поступающего на выпаривание раствора $t = 30^\circ\text{C}$; теплоемкость раствора $c = 0,9$ ккал/кг град; схема выпарной установки — трехкорпусная под разрежением; температура кипения на 1-м корпусе $t_1 = 182^\circ\text{C}$; температуры вторичных паров по корпусам:

$$\theta_1 = 154^\circ\text{C}; \theta_2 = 108^\circ\text{C}; \theta_3 = 50^\circ\text{C}.$$

Перед поступлением на выпарную установку раствор в особом поверхностном подогревателе подогревается до температуры кипения на 1-м корпусе.

Первый вариант — выпарная установка без пароотбора.

В этом варианте раствор перед выпариванием подогревается в подогревателе от $t = 30^\circ\text{C}$ до $t_1 = 182^\circ\text{C}$ за счет использования греющего свежего пара (фиг. 5-12).



Фиг. 5-12. Схема выпарной установки без пароотбора.

Расход пара на подогреватель составит:

$$D_n = \frac{x}{540} Sc(t_1 - t) = \frac{1,03}{540} 3500 \cdot 0,9(182 - 30) = 910 \text{ кг/т}.$$

Нагрузка корпусов выпарной установки (при $W = 1860$ кг/т)

$$W_1 = W_2 = W_3 = \frac{W}{3} = \frac{1860}{3} = 620 \text{ кг/т}.$$

Расход пара на 1-й корпус выпарной установки

$$D_1 = W_1 = 620 \text{ кг/т}.$$

Потери пара на конденсатор

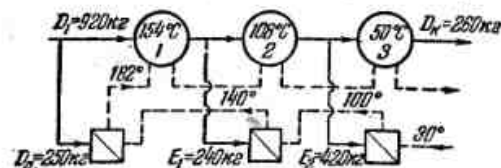
$$D_k = W_3 = 620 \text{ кг/т}.$$

Общий расход пара по цеху

$$D = D_1 + D_n = 620 + 910 = 1530 \text{ кг/т}.$$

Второй вариант — выпарная установка с пароотбором.

Раствор перед выпариванием подогревается последовательно в трех подогревателях (фиг. 5-13), причем для первых двух ступеней подогрева используются отбираемые из выпарной установки вторичные пары.



Фиг. 5-13. Схема выпарной установки с пароотбором.

Расход пара на подогреватели (по ступеням) составит: вторичный пар 2-го корпуса

$$E_2 = D' = \frac{1,03}{540} 3500 \cdot 0,9(100 - 30) = 420 \text{ кг/т};$$

вторичный пар 1-го корпуса

$$E_1 = D'' = \frac{1,03}{540} 3500 \cdot 0,9(140 - 100) = 240 \text{ кг/т};$$

свежий пар

$$D_n = D''' = \frac{1,03}{540} 3500 \cdot 0,9 (182 - 140) = 250 \text{ кг/т.}$$

Нагрузка корпусов выпарной установки:

$$W_1 = \frac{W}{3} + \frac{2}{3} E_1 + \frac{1}{3} E_2 = \frac{1860}{3} + \frac{2}{3} 240 + \frac{1}{3} 420 = 920 \text{ кг/т.};$$

$$W_2 = W_1 - E_1 = 920 - 240 = 680 \text{ кг/т.};$$

$$W_3 = W_2 - E_2 = 680 - 420 = 260 \text{ кг/т.}$$

Расход пара на 1-й корпус выпарной установки

$$D_1 = W_1 = 920 \text{ кг/т.}$$

Расход пара на конденсатор

$$D_k = W_3 = 260 \text{ кг/т.}$$

Общий расход пара по цеху

$$D = D_n + D_1 = 250 + 920 = 1170 \text{ кг/т.}$$

Сравнение вариантов

Общий расход пара по цеху в первом варианте (выпарная установка без паротбора) выше (на 360 кг/т) за счет больших потерь на конденсатор.

В первом варианте перерасход пара составляет поэтому 360 кг/т, что в пересчете на условное топливо при испарительности топлива 7,5 кг/кг даст годовой перерасход топлива

$$\Delta B = \frac{360 \cdot 16,5 \cdot 7000}{7,5 \cdot 1000} = 5500 \text{ т/год}$$

(число часов работы выпарной установки в год с учетом ремонтов принято 7000 ч/год).

Приведенный сравнительный расчет убедительно показывает экономическую целесообразность выпарных установок с паротбором. Следует считать недопустимой встречающуюся еще иногда в практике работы промышленных предприятий эксплуатацию многокорпусных выпарных установок без паротбора.

Для выяснения влияния паротбора на требуемые размеры корпусов выпарной установки воспользуемся формулой (5-6), приняв, например, весовые напряжения поверхности нагрева отдельных корпусов

$$U_1 = 40 \text{ кг/м}^2\text{час}; U_2 = 20 \text{ кг/м}^2\text{час}; U_3 = 10 \text{ кг/м}^2\text{час.}$$

Для завода производительностью 16,5 т/час (или $A = 396 \text{ т/сутки}$) при этом получаются результаты, сведенные в табл. на стр. 233.

Таким образом, в случае выпарной установки без паротбора, помимо существенного перерасхода топлива (5500 т/год), имеет место значительный перерасход металла на изготовление корпусов, так как здесь поверхность нагрева оказывается увеличенной почти на 30% (1750 вместо 1370 м²). Некоторое увеличение поверхности нагрева подогревателей (на 50—100 м²) не изменяет общего вывода о целесообразности использования паротбора.

Варианты	Название величин	Корпуса			Итого
		1	2	3	
1. Выпарная установка без паротбора	Удельная нагрузка W , кг/т	620	620	620	1860
	Поверхность нагрева F , м ²	250	500	1000	1750
2. Выпарная установка с паротбором	Удельная нагрузка W , кг/т	920	680	260	1860
	Поверхность нагрева F , м ²	380	560	430	1370

5-5. РАСЧЕТ НАГРУЗОК КОРПУСОВ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ ПО МЕТОДУ ПРОФ. И. А. ТИЩЕНКО

Общий метод расчета, предложенный проф. И. А. Тищенко в 1924 г., рассмотрим в том его варианте, в котором принимаются $\alpha_n = 1,0$, и произведения двух и более коэффициентов сам испарения равными нулю: ($\dots \beta_1 \beta_k \dots = 0$). При этом, кроме того, для всех корпусов принимается $\Delta_n = 1$, т. е. не учитываются тепловые потери.

Для отдельных корпусов в соответствии с приведенным выше исходным уравнением (5-16) получается:

Для 1-го корпуса

$$W_1 = D_1 + Sc\beta_1. \quad (a)$$

Для 2-го корпуса

$$D_2 = W_1 - E_1 = D_1 + Sc\beta_1 - E_1;$$

$$W_2 = D_2 + (Sc - W_1)\beta_2 = D_1(1 - \beta_2) + Sc(\beta_1 + \beta_2) - E_1. \quad (б)$$

Для 3-го корпуса

$$D_3 = W_2 - E_2 = D_1(1 - \beta_2) + Sc(\beta_1 + \beta_2) - E_1 - E_2;$$

$$W_3 = D_3 + (Sc - W_1 - W_2)\beta_3 = \\ = D_1(1 - \beta_2 - 2\beta_3) + Sc(\beta_1 + \beta_2 + \beta_3) - E_1(1 - \beta_3) - E_2. \quad (в)$$

Аналогично составляются по вполне определенной закономерности уравнения для всех последующих корпусов, вплоть до последнего (*n*-ного) корпуса, для которого получается:

$$W_n = D_n + \left(Sc - \sum_1^{n-1} W_i \right) \beta_n = D_1 [1 - \beta_2 - 2\beta_3 - \dots - (n-1)\beta_n] + Sc [\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \dots + \beta_n] - E_1 [1 - \beta_3 - 2\beta_4 - \dots - (n-2)\beta_n] - E_2 [1 - \beta_4 - 2\beta_5 - \dots - (n-3)\beta_n] - \dots - E_{n-1}. \quad (н)$$

Суммируя все приведенные выше уравнения (а), (б), ..., (н), получаем общее количество выпаренной воды:

$$W = W_1 + W_2 + \dots + W_n = D_1 X + ScY - E_1 Z_1 - E_2 Z_2 - \dots - E_{n-1},$$

откуда находим расход пара на 1-й корпус установки:

$$D_1 = \frac{1}{X} [W - ScY + E_1 Z_1 + E_2 Z_2 + \dots + E_{n-1}]. \quad (5-24)$$

Уравнение (5-24) является основным общим расчетным уравнением по И. А. Тищенко.

Суммарные расчетные коэффициенты (*X, Y, Z₁, Z₂...*) этого основного уравнения вычисляются по определенным закономерностям, характер которых легко установить при внимательном рассмотрении приведенных выше частных соотношений (а), (б), ..., (н). В общем виде для *n*-корпусной выпарной установки справедливы такие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} X &= n - (n-1)\beta_2 - (n-2)2\beta_3 - \dots - (n-1)\beta_n; \\ Y &= n\beta_1 + (n-1)\beta_2 + (n-2)\beta_3 + \dots + \beta_n; \\ Z_1 &= (n-1) - (n-2)\beta_3 - (n-3)2\beta_4 - \dots - (n-2)\beta_n; \\ Z_2 &= (n-2) - (n-3)\beta_4 - (n-4)2\beta_5 - \dots - (n-3)\beta_n \end{aligned} \right\} \quad (5-25)$$

и т. д.

При расчетах удобнее пользоваться частными формулами для суммарных расчетных коэффициентов, различающимися в зависимости от числа корпусов выпарной установки. Ниже, в табл. 5-1, приводятся соответствующие расчетные формулы для выпарных установок с числом корпусов от двух до пяти,

Таблица 5-1

Расчетные коэффициенты формулы (5-24) проф. И. А. Тищенко

Коэффициенты	Число корпусов выпарной установки			
	2	3	4	5
<i>X</i>	2 - β ₂	3 - 2β ₂ - 2β ₃	4 - 3β ₂ - 4β ₃ - 3β ₄	5 - 4β ₂ - 6β ₃ - 6β ₄ - 4β ₅
<i>Y</i>	2β ₁ + β ₂	3β ₁ + 2β ₂ + β ₃	4β ₁ + 3β ₂ + 2β ₃ + β ₄	5β ₁ + 4β ₂ + 3β ₃ + 2β ₄ + β ₅
<i>Z₁</i>	1	2 - β ₃	3 - 2β ₃ - 2β ₄	4 - 3β ₃ - 4β ₄ - 3β ₅
<i>Z₂</i>	—	1	2 - β ₄	3 - 2β ₄ - 2β ₅
<i>Z₃</i>	—	—	1	2 - β ₅
<i>Z₄</i>	—	—	—	1

Уравнение (5-24) проф. И. А. Тищенко, как это следует из приведенных выше данных, выведено для выпарных установок прямого тока без учета перепуска конденсата и использования тепла самоиспарения конденсата, а также потерь тепла в окружающую среду.

Пользование методом проф. И. А. Тищенко нетрудно уяснить при рассмотрении следующего расчетного примера.

Пример 5-3. Рассчитать нагрузки отдельных корпусов четырехкорпусной выпарной установки по исходным данным, приведенным в примере 5-1, приняв дополнительно температуры кипения по корпусам: *t₁* = 118° С; *t₂* = 110° С; *t₃* = 100° С; *t₄* = 88° С.

Раствор поступает на выпаривание при *t* = 118° С, теплоемкость раствора *c* = 0,9 ккал/кг град.

1. Общее количество выпаренной воды

$$W = 120 \left(1 - \frac{15}{65} \right) = 92 \text{ кг/мин.}$$

2. Коэффициенты самоиспарения по корпусам определим по формуле

$$\beta_n = \frac{t_{n-1} - t_n}{i_n - t_n}.$$

Принимая с достаточным приближением для всех корпусов *i_n* - *t_n* = 540 ккал/кг, находим:

$$\beta_1 = \frac{118 - 118}{540} = 0; \beta_3 = \frac{110 - 100}{540} = 0,018;$$

$$\beta_2 = \frac{118 - 110}{540} = 0,015; \beta_4 = \frac{100 - 88}{540} = 0,022.$$

3. Суммарные расчетные коэффициенты уравнения Тищенко определим по соотношениям, приведенным в табл. 5-1 (для случая *n* = 4):

$$X = 4 - 3 \cdot 0,015 - 4 \cdot 0,018 - 3 \cdot 0,022 = 3,817;$$

$$Y = 0 + 3 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,018 + 0,022 = 0,103;$$

$$Z_1 = 3 - 2 \cdot 0,018 - 2 \cdot 0,022 = 2,920;$$

$$Z_2 = 2 - 0,022 = 1,978;$$

$$Z_3 = 1,$$

4. Расход пара на 1-й корпус по формуле (5-24) составит:

$$D_1 = \frac{1}{3,817} [92,0 - 120 \cdot 0,9 \cdot 0,103 + 20 \cdot 2,920 + 8 \cdot 1,978 + 12] = \\ = \frac{167,2}{3,817} = 43,8 \text{ кг/мин.}$$

5. Нагрузка отдельных корпусов выпарной установки:
Для 1-го корпуса

$$W_1 = D_1 + Sc\beta_1 = 43,8 \text{ кг/мин.}$$

Для 2-го корпуса

$$D_2 = W_1 - E_1 = 43,8 - 20 = 23,8 \text{ кг/мин.}$$

$$W_2 = D_2 + (Sc - W_1)\beta_2 = 23,8 + (120 \cdot 0,9 - 43,8) 0,015 = 24,8 \text{ кг/мин.}$$

Для 3-го корпуса

$$D_3 = 24,8 - 8,0 = 16,8 \text{ кг/мин.}$$

$$W_3 = 16,8 + (120 \cdot 0,9 - 43,8 - 24,8) 0,018 = 17,5 \text{ кг/мин.}$$

Для 4-го корпуса

$$D_4 = 17,5 - 12,0 = 5,5 \text{ кг/мин.}$$

$$W_4 = 5,5 + (120 \cdot 0,9 - 86,1) 0,022 = 6,0 \text{ кг/мин.}$$

Итого

$$W = 43,8 + 24,8 + 17,5 + 6,0 = 92,1 \text{ кг/мин.}$$

что совпадает с ранее полученной величиной.

5-6. РАСЧЕТ НАГРУЗКИ КОРПУСОВ ВЫПАРНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ

Методика расчета нагрузок корпусов выпарных установок с учетом тепловых потерь предложена автором в 1939 г. Помимо дополнительной точности, методика эта характеризуется сравнительной простотой своего математического оформления. Содержание расчетов здесь сводится к следующему.

На основании общего уравнения (5-16) теплового баланса для каждого из корпусов последовательно составляются уравнения:

$$W_1 = [D_1 + Sc\beta_1] \Delta_1 = D_1 a_1 + b_1; \quad (a)$$

$$D_2 = W_1 - E_1;$$

$$W_2 = [D_2 + (Sc - W_1)\beta_2] \Delta_2 = D_1 a_2 + b_2; \quad (б)$$

.....

$$W_n = [D_n + (Sc - \sum_{i=1}^{n-1} W_i)\beta_n] \Delta_n = D_1 \cdot a_n + b_n, \quad (н)$$

где a_i и b_i — расчетные коэффициенты, числовые значения которых полностью определяются в зависимости от исходных для расчета данных в каждом частном случае.

Суммирование написанных частных соотношений (а), (б), ..., (н) дает:

$$W = D_1 A + B,$$

где суммарные коэффициенты

$$\left. \begin{aligned} A &= a_1 + a_2 + \dots + a_n; \\ B &= b_1 + b_2 + \dots + b_n. \end{aligned} \right\} \quad (5-26)$$

Следовательно, расход пара на первый корпус выпарной установки определится по формуле

$$D_1 = \frac{W - B}{A}. \quad (5-27)$$

После определения D_1 вычисление других величин затруднений не вызывает.

Пример 5-4. Рассчитать нагрузки корпусов выпарной установки по данным примера 5-3, учитывая влияние тепловых потерь.

1. Общее количество выпаренной воды

$$W = 120 \left(1 - \frac{15}{65}\right) = 92 \text{ кг/мин.}$$

2. Коэффициенты самоиспарения по корпусам (см. вычисление в примере 5-3)

$$\beta_1 = 0; \beta_2 = 0,015; \beta_3 = 0,018; \beta_4 = 0,022.$$

3. Коэффициенты тепловых потерь с учетом потерь тепла в окружающую среду примем для всех корпусов $\Delta_n = 0,98$.

4. В соответствии с уравнением (5-16) для отдельных корпусов выпарной установки получаем соотношения:

для 1-го корпуса

$$W_1 = [D_1 + Sc\beta_1] 0,98 = D_1 \cdot 0,98;$$

для 2-го корпуса

$$D_2 = W_1 - E_1 = D_1 \cdot 0,98 - 20;$$

$$W_2 = [D_1 \cdot 0,98 - 20 + (108 - D_1 \cdot 0,98) 0,015] 0,98 = D_1 \cdot 0,945 - 18,0;$$

для 3-го корпуса

$$D_3 = W_2 - E_2 = D_1 \cdot 0,945 - 26,0;$$

$$W_3 = [D_1 \cdot 0,945 - 26,0 + (126 - D_1 \cdot 1,925) 0,018] 0,98 = D_1 \cdot 0,89 - 23,8;$$

для 4-го корпуса

$$D_4 = W_3 - E_3 = D_1 \cdot 0,89 - 35,8;$$

$$W_4 = [D_1 \cdot 0,89 - 35,8 + (149,8 - D_1 \cdot 2,815) 0,022] 0,98 = D_1 \cdot 0,81 - 32,6.$$

5. Суммарные расчетные коэффициенты:

$$A = 0,98 + 0,945 + 0,89 + 0,81 = 3,625;$$

$$B = -18,0 - 23,8 - 32,6 = -74,4.$$

6. Расход пара на 1-й корпус по формуле (5-27) составит:

$$D_1 = \frac{92,0 + 74,4}{3,625} = 45,8 \text{ кг/мин.}$$

7. Нагрузка отдельных корпусов выпарной установки:

$$W_1 = 45,8 \cdot 0,98 = 45,0 \text{ кг/мин};$$

$$W_2 = 45,8 \cdot 0,945 = 43,0 \text{ кг/мин};$$

$$W_3 = 45,8 \cdot 0,89 = 40,8 \text{ кг/мин};$$

$$W_4 = 45,8 \cdot 0,81 = 37,1 \text{ кг/мин}.$$

$$\text{Итого } W = 92,0 \text{ кг/мин},$$

что совпадает с ранее вычисленным значением.

8. Расход греющего пара для отдельных корпусов на основании общей формулы (5-18) составит:

$$D_2 = W_1 - E_1 = 45,0 - 20,0 = 25,0 \text{ кг/мин};$$

$$D_3 = W_2 - E_2 = 43,0 - 8,0 = 35,0 \text{ кг/мин};$$

$$D_4 = W_3 - E_3 = 40,8 - 12,0 = 28,8 \text{ кг/мин}.$$

5-7. СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ РАСЧЕТА

Сопоставим вкратце рассмотренные расчетные методики с точки зрения надежности результатов расчета и простоты вычислений.

1. Простейший метод не вызывает никаких вычислительных затруднений. По этому методу не учитываются ни влияние самоиспарения раствора, ни тепловые потери. Эти два фактора действуют в противоположных направлениях и потому в значительной мере взаимно компенсируются. Можно утверждать, что результаты расчетов здесь оказываются достаточно надежными до тех пор, пока один из двух указанных факторов не преобладает существенно над другим. Такое положение (т. е. когда оба фактора имеют примерно одинаковое значение) наблюдается во многих случаях, что дает основания считать простейший метод расчета нагрузки корпусов дающим достаточно надежные результаты.

2. Метод проф. И. А. Тищенко не учитывает неизбежных тепловых потерь, и потому можно утверждать, что значение D_1 по этой методике оказывается преуменьшенным, а нагрузка последнего корпуса — соответственно преувеличенной. Кроме того, расчеты здесь достаточно громоздки и требуют наличия вспомогательных данных для определения расчетных коэффициентов.

Результаты расчета по методу Тищенко вполне надежны лишь в тех случаях, когда тепловые потери выпарной установки незначительны либо если они компенсируются другими неучтенными факторами.

Необходимо вместе с тем помнить, что расчет проф. Тищенко является впервые разработанным общим методом расчета

многокорпусных выпарных установок (1924 г.). Другие методики уточненных расчетов разрабатывались позднее и основывались так или иначе на работе проф. Тищенко, заслуга которого в области расчета выпарных установок очень велика.

3. Расчет с учетом тепловых потерь представляет некоторое видоизменение метода проф. Тищенко. Учет влияния тепловых потерь повышает надежность получаемых результатов, а измененная методика расчета — без составления выражения для D_1 в общем виде — упрощает вычисления и не требует вспомогательных формул для расчетных коэффициентов.

Таким образом, отличительной чертой этого метода является повышенная точность, сочетаемая с простотой вычислений. Результаты расчетов здесь следует признать также более надежными, поскольку в расчете полнее учитываются основные факторы теплового режима выпарной установки.

Представляет интерес сопоставить некоторые числовые результаты расчетов по различным методам. Сравнение полученных в приведенных выше примерах 5-1, 5-3 и 5-4 значений величин D_1 , W_1 и W_4 дает следующие данные:

Обозначения величин и их размерность	По простейшему расчету	По методу Тищенко	По методу с учетом тепловых потерь
D_1 , кг/мин	45,0	43,8	45,8
W_1 , кг/мин	45,0	43,8	45,0
W_4 , кг/мин	5,0	6,0	4,6

Эти числовые данные по разным методам имеют, конечно, частное значение, но обнаруживаемые здесь соотношения между ними наблюдаются во многих других расчетных вариантах.

Если принять в качестве более всего надежных результаты расчета с учетом тепловых потерь, можно заметить, что расчет по простейшему методу в рассмотренном выше случае дает результаты не менее надежные, чем расчет по методу Тищенко, в котором не учитываются лишь тепловые потери. Это связано с тем обстоятельством, что в данном случае тепло самоиспарения раствора в значительной мере компенсирует тепловые потери.

Таким образом, при расчетах и анализе работы выпарных установок, в которых самоиспарение сравнительно невелико и притом почти полностью компенсируется наличием тепловых потерь, достаточно ограничиваться вычислением нагрузок корпусов по простейшему методу. В наибольшей мере сказанное относится к выпарным установкам, работающим под давлением или низким вакуумом.

В тех случаях, когда достаточных оснований к приравниванию тепла самоиспарения к тепловым потерям нет, нагрузку корпусов выпарной установки следует рассчитывать с учетом тепловых потерь. Это относится, например, к случаям расчета выпарных установок для NaOH, где имеет место значительное самоиспарение раствора, а также к другим случаям выпаривания растворов с высокой депрессией.

5.8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Главнейшей особенностью расчета выпарных установок под давлением (а иногда и установок под ухудшенным вакуумом) является необходимость соблюдения условий $E_n = W_n$, т. е. отбора на сторону всего вторичного пара последнего корпуса установки без потерь пара на атмосферный барометрический конденсатор. Этот пар, имеющий обычно температуру не выше $101-103^\circ\text{C}$, более других вторичных паров ограничен в своем использовании для технологических нужд производства, и поэтому величина E_n при выполнении расчета всегда может быть заранее известной. Известной является и величина суммарного пароотбора ΣE_i , тем более что в определенных пределах расход греющего пара практически не зависит от его давления (до $p = 10 \text{ атм}$).

Задачей расчета при этом является распределение пароотбора между корпусами, обеспечивающее выполнение основного условия: $E_n = W_n$.

Рассмотрим сначала особенности расчета выпарных установок под давлением применительно к частному случаю трехкорпусной установки.

В этом случае на основании общего уравнения (5-21) имеем:

$$W_3 = \frac{W}{3} - \frac{1}{3} E_1 - \frac{2}{3} E_2 = E_3,$$

откуда общее количество выпаренной воды

$$W = E_1 + 2E_2 + 3E_3. \quad (5-23)$$

Подставляя это выражение в уравнение (5-19), получаем:

$$D_1 = W_1 = E_1 + E_2 + E_3 = \sum_1^3 E_i. \quad (5-29)$$

Если заранее установлены значения E_3 и $\sum_1^3 E_i$ (или $D_1 = W_1$), то решение системы уравнений (5-28) и (5-29) дает:

$$E_2 = W - \sum_1^3 E_i - 2E_3, \quad (5-30)$$

$$E_1 = \sum_1^3 E_i - (E_2 + E_3), \quad (5-31)$$

после чего дальнейший расчет нагрузок корпусов не представляет затруднений.

Обобщая полученные результаты, можно указать следующие особенности расчета выпарных установок под давлением и ухудшенным вакуумом:

а) При расчетном режиме принимают отсутствие потерь пара на конденсатор, или что для последнего корпуса установки

$$W_n = E_n.$$

б) Указанное в п. „а“ условии приводит при установлении пароотбора к вполне определенному и частично вынужденному соотношению между количествами отбираемых из отдельных корпусов паров.

В общем виде вопрос этот разрешается при рассмотрении системы двух уравнений:

$$W = E_1 + 2E_2 + \dots + nE_n; \quad (5-32)$$

$$D_1 = W_1 = E_1 + E_2 + \dots + E_n = \sum_1^n E_i, \quad (5-33)$$

которая дает возможность определять лишь две неизвестные величины.

Если число неизвестных $\left[\sum_1^n E_i, E_1, E_2, \dots, E_n \right]$ более двух,

то некоторыми из них необходимо предварительно задаться. Такой предварительный выбор значений E_i следует начинать с последних корпусов, вторичные пары которых по температурным условиям более других ограничены в своем использовании. К числу предварительно определяемых величин следует отно-

ситель также суммарный пароотбор $\sum_1^n E_i$.

Для некоторых частных схем выпарных установок можно пользоваться соотношениями, приведенными в табл. 5-2.

Таблица 5-2

Расчетные формулы для вычисления пароотбора с корпусов выпарных установок под давлением (при $D_k = 0$)

Схема выпарной установки	Предварительно выбираемые величины	Расчетные формулы
1. Двухкорпусная	ΣE	$E_2 = W - \Sigma E$ $E_1 = \Sigma E - E_2$
2. Трехкорпусная	$\Sigma E, E_3$	$E_2 = W - \Sigma E - 2E_3$ $E_1 = \Sigma E - (E_2 + E_3)$
3. Четырехкорпусная	$\Sigma E, E_4, E_3$	$E_2 = W - \Sigma E - 2E_3 - 3E_4$ $E_1 = \Sigma E - (E_2 + E_3 + E_4)$
4. Пятикорпусная с двумя нуль-корпусами (фиг. 5-6)	$\Sigma E, E_{III}, E_{II}$ (при $E_{0I} = 0$)	$E_1 = W - 2(\Sigma E - R_d + E_{II}) - 3E_{III}$ $E_{02} = \Sigma E - (E_1 + E_{II} + E_{III})$

Следует подчеркнуть, что при отсутствии потерь вторичного пара на конденсатор расход пара на выпарную установку, равный суммарному пароотбору, не зависит от распределения пароотбора между корпусами. Расчеты выпарной установки допускают здесь различные варианты распределения принятого по условиям производства пароотбора безотносительно к экономичности установки. Но распределение пароотбора между корпусами весьма важно с точки зрения производительности отдельных корпусов и выпарной установки в целом, что видно, например, из уравнения (5-32).

Пример 5-5. Определить нагрузки корпусов четырехкорпусной выпарной установки по исходным данным примера 5-1 для случая работы без потерь пара на конденсатор.

1. Общее количество выпаренной воды

$$W = 120 \left(1 - \frac{15}{65}\right) = 92 \text{ кг/мин.}$$

2. Суммарный пароотбор (по заданию) $\Sigma E = 44 \text{ кг/мин.}$ примем в том числе для последнего корпуса пароотбор $E_4 = 2 \text{ кг/мин.}$, а также $E_3 = 12 \text{ кг/мин.}$

При этих данных на основании расчетных формул табл. 5-2 (для случая четырехкорпусной установки) находим:

$$E_2 = 92 - 44 - 2 \cdot 12 - 3 \cdot 2 = 18 \text{ кг/мин.}$$

а также

$$E_1 = 44 - (18 + 12 + 2) = 12 \text{ кг/мин.}$$

3. Нагрузки корпусов выпарной установки составят:

$$W_1 = \Sigma E = 44 \text{ кг/мин.}$$

$$W_2 = W_1 - E_1 = 44 - 12 = 32 \text{ кг/мин.}$$

$$W_3 = W_2 - E_2 = 32 - 18 = 14 \text{ кг/мин.}$$

$$W_4 = W_3 - E_3 = 14 - 12 = 2 \text{ кг/мин.}$$

$$\text{Итого } W = 92 \text{ кг/мин.}$$

Как видим, здесь достигнуто соблюдение условия $W_4 = E_4$, что характеризует отсутствие потерь пара на конденсатор.

Приведенный в примере 5-5 расчет является лишь одним из вариантов распределения пароотбора между корпусами. Другие возможности распределения пароотбора, приводящие соответственно к другим нагрузкам отдельных корпусов, можно выяснить при помощи номограммы пароотбора, предложенной проф. И. А. Тищенко.

Для построения такой номограммы пароотбора необходимо установить, в каких пределах могут изменяться значения E_i для отдельных корпусов. Рассмотрим этот вопрос применительно к случаю четырехкорпусной выпарной установки без потерь пара на конденсатор.

Для этого случая имеем систему уравнений:

$$W = E_1 + 2E_2 + 3E_3 + 4E_4;$$

$$W_1 = \Sigma E = E_1 + E_2 + E_3 + E_4.$$

При заданных значениях W , ΣE и E_4 система эта содержит три переменные величины и допускает множество решений, т. е. при этих условиях, как уже указывалось, может иметь место множество вариантов пароотбора.

Исключая из приведенной выше системы уравнений сначала величину E_3 , а затем E_2 , получаем:

$$E_2 = -2E_1 + 3\Sigma E - W + E_4; \quad (a)$$

$$E_3 = E_1 + W - 2\Sigma E - 2E_4. \quad (б)$$

Так как при назначении пароотбора должно соблюдаться условие $E_i \geq 0$ (случай добавления пара со стороны здесь не рассматривается), то согласно уравнению (a) имеем:

$$0 \leq E_1 \leq \frac{3\Sigma E - W + E_4}{2},$$

что и дает предельные значения пароотбора 1-го корпуса.

Из уравнения (a) следует, что изменение E_1 вызывает изменение величины E_2 . Легко видеть, что при увеличении E_1 величина E_2 уменьшается, т. е. минимальному значению E_1 соответствует максимум величины E_2 .

Подстановка предельных значений E_1 в уравнение (а) дает соотношение

$$3\Sigma E - W + E_4 \geq E_2 \geq 0,$$

соответствующее предельным значениям пароотбора 2-го корпуса.

Аналогично предыдущему из уравнения (б) можно заключить, что величина E_3 изменяется однозначно с E_1 , т. е. значения E_3 и E_1 одновременно достигают максимума и минимума. При этом

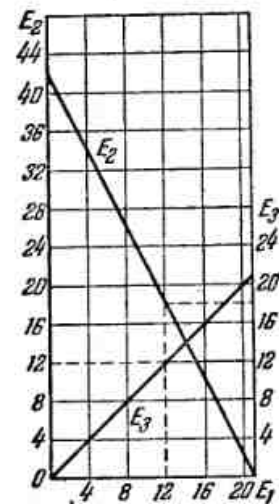
$$0 \leq W - 2\Sigma E - 2E_4 \leq E_3 \leq \frac{W - \Sigma E - 3E_4}{2},$$

что указывает предельные значения пароотбора 3-го корпуса. Очевидно, что при этом

$$E_{4\text{мин}} = \frac{W - 2\Sigma E}{2}.$$

Итак, когда E_1 изменяет свое значение, возрастая от нуля до $E_{1\text{макс}} = \frac{3\Sigma E - W + E_4}{2}$, то величина E_2 меняет

свое значение, уменьшаясь от $E_{2\text{макс}} = 3\Sigma E - W + E_4$ до нуля, а E_3 возрастает от $E_{3\text{мин}} = W - 2\Sigma E - 2E_4$ до $E_{3\text{макс}} = \frac{W - \Sigma E - 3E_4}{2}$. Эти соотношения указы-



Фиг. 5-14. Номограмма пароотбора (к расчетному примеру 5-5).

вают пределы для установления пароотбора из четырехкорпусной выпарной установки. Они справедливы и для трехкорпусной установки, если принять в ней $E_4 = 0$.

Этими же соотношениями можно пользоваться и при расчетах пятикорпусных выпарных установок. При этом следует предварительно выбрать величину нагрузки последнего корпуса W_5 , а вместо значений W и ΣE принять следующие величины:

$$W' = W - 5W_5;$$

$$\Sigma E' = \Sigma E - W_5.$$

Возвращаясь к числовым данным примера 5-5, можно получить, что при $W = 92$ кг/мин; $\Sigma E = 44$ кг/мин и $E_4 = 2$ кг/мин значения E_1 могут изменяться от нуля до 21 кг/мин, соответственно чему значения E_2 уменьшаются от 42 кг/мин до нуля, а значения E_3 увеличиваются от нуля до 21 кг/мин.

Соответствующая этим числовым данным номограмма пароотбора приведена на фиг. 5-14. Пользуясь этим графиком, можно наметить ряд расчетных вариантов по распределению пароотбора между корпусами. Среди этих вариантов можно указать, например, следующие данные (в кг/мин):

Варианты	E_1	E_2	E_3
1-й вариант	12	18	12
2-й вариант	0	42	0
3-й вариант	21	0	21
4-й вариант	6	30	6

Задачей расчета является выбор оптимального распределения пароотбора между корпусами, соответствующего устойчивой производительности выпарной установки в данных конкретных условиях, что достигается, например в условиях накипеобразования, при соблюдении оптимальных тепловых напряжений по корпусам (подробнее об этом см. гл. 6).

5-9. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПОДВОДОМ ПАРА

Выше было показано, что развитие пароотбора из корпусов выпарной установки повышает экономичность теплового хозяйства предприятий за счет сокращения потерь пара на конденсатор. Вместе с тем увеличение пароотбора благоприятно влияет и на производительность выпарной установки.

Противоположное влияние на работу выпарных установок оказывает промежуточная подача пара на корпуса, что имеет место в схемах выпарных установок с нуль-корпусом (фиг. 5-5) и с дополнительным корпусом (фиг. 5-7). Таким образом, перечисленные схемы выпарных установок с точки зрения условий их тепловой работы являются менее рациональными, и применение их в заводской практике вызывается особыми обстоятельствами, связанными либо с особенностями тепловой схемы предприятия, либо с технологическими требованиями.

Особенности расчета выпарных установок с подачей греющего пара на промежуточные корпуса рассмотрим применительно к некоторым частным случаям.

а) Пятикорпусная установка с нуль-корпусом (фиг. 5-5)

Для этого случая имеем:

$$W_0 = D_0;$$

$$W_1 = D_0 - E_0 + R_d = D_0 - (E_0 - R_d);$$

$$W_{II} = D_0 - (E_0 - R_d) - E_I;$$

$$W_{III} = D_0 - (E_0 - R_d) - E_I - E_{II};$$

$$W_{IV} = D_0 - (E_0 - R_d) - E_I - E_{II} - E_{III}.$$

Суммируя эти выражения, находим расход пара на нуль-корпус (при условии подогрева раствора до температуры кипения на этом корпусе):

$$D_0 = W_0 = \frac{W}{5} + \frac{4}{5}(E_0 - R_d) + \frac{3}{5}E_I + \frac{2}{5}E_{II} + \frac{1}{5}E_{III}, \quad (5-34)$$

где R_d — добавочное количество пара, поступающего на 1-й (второй по порядку) корпус.

Полный расход пара на выпарную установку составит:

$$D_{\text{вып}} = D_0 + R_d. \quad (5-35)$$

Потери пара на конденсатор при условии отсутствия паротбора из последнего корпуса

$$D_{\kappa} = W_{IV} = \frac{W}{5} - \frac{1}{5}(E_0 - R_d) - \frac{2}{5}E_I - \frac{3}{5}E_{II} - \frac{4}{5}E_{III}. \quad (5-36)$$

Из приведенных соотношений видно, что при данных значениях общего количества выпариваемой воды W и паротборов E_i общий расход пара на выпарную установку и потери пара на конденсатор при наличии нуль-корпуса возрастают. Для пятикорпусной установки, например, это увеличение составит $\frac{1}{5}R_d$. Нетрудно видеть, что в общем случае увеличение расхода пара составит:

$$\Delta D_{\text{вып}} = \frac{R_d}{n},$$

где n — общее число корпусов выпарной установки.

б) Пятикорпусная выпарная установка с двумя нуль-корпусами (фиг. 5-6).

Для этого случая аналогично предыдущему получаем:

1. Расход пара на первый нуль-корпус

$$D_{01} = W_{01} = \frac{W}{5} + \frac{4}{5}E_{01} + \frac{3}{5}(E_{02} - R_d) + \frac{2}{5}E_I + \frac{1}{5}E_{II}. \quad (5-37)$$

2. Полный расход пара на выпарную установку

$$D_{\text{вып}} = D_{01} + R_d. \quad (5-38)$$

3. Потери пара на конденсатор при условии использования паротбора из последнего (3-го) корпуса

$$D_{\kappa} = W_{III} - E_{III} = \frac{W}{5} - \frac{1}{5}E_{01} - \frac{2}{5}(E_{02} - R_d) - \frac{3}{5}E_I - \frac{4}{5}E_{II} - E_{III}. \quad (5-39)$$

Из приведенных соотношений видно, что схема установки с двумя нуль-корпусами оказывается более экономичной и целесообразной в тех случаях, когда представляется возможным использовать паротбор E_{III} (установка под давлением или уменьшенным вакуумом). В этих случаях, если использование паротбора доходит до $E_{III} = W_{III}$, то $D_{\kappa} = 0$. Если же вторичный пар последнего корпуса не используется, то экономичность такой схемы уменьшается: по сравнению со схемой без нуль-корпуса увеличение расхода пара достигает $\frac{2}{5}R_d$ или в общем случае

$$\Delta D_{\text{вып}} = \frac{n_0}{n} R_d,$$

где n_0 — число предвключенных нуль-корпусов установки.

в) Трехкорпусная выпарная установка с дополнительным корпусом (фиг. 5-7)

Если на дополнительном корпусе выпаривается W_0 воды, то для этого случая получаем:

$$W_I = D_1;$$

$$W_{II} = D_1 - E_I;$$

$$W_0 = W_0,$$

откуда находим расход пара на 1-й корпус:

$$D_1 = \frac{W - W_0}{2} + \frac{1}{2}E_I. \quad (5-40)$$

Полный расход пара на выпарную установку

$$D_{\text{вып}} = D_1 + W_0 = \frac{W}{2} + \frac{1}{2}(E_I + W_0). \quad (5-41)$$

Потери пара на конденсатор здесь значительно возрастают и составляют:

$$D_k = W_{II} + W_d = \frac{W}{2} - \frac{1}{2}(E_1 - W_d). \quad (5-42)$$

Аналогичным путем нетрудно получить расчетные соотношения и для любой другой схемы выпарной установки с промежуточной подачей греющего пара.

5-10. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Коэффициенты теплопередачи для отдельных корпусов выпарной установки определяются аналитическим путем по общей методике, изложенной в § 2-8 для теплообменных устройств (см. гл. 2).

При отсутствии загрязнения поверхности нагрева, т. е. при чистой стенке аппаратов [см. уравнение (2-40)]

$$k_0 = \frac{1}{R_0} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

причем общее термическое сопротивление для этого случая

$$R_0 = R_1 + R_{cm} + R_2.$$

Влияние загрязнения поверхности нагрева (например, в связи с накипеобразованием или отложением осадка) учитывается, как указывалось, введением расчетного коэффициента использования поверхности нагрева φ :

$$k = \varphi k_0 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$$

или

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{R_0 + R_s},$$

где дополнительное термическое сопротивление, обусловленное загрязнением поверхности нагрева [уравнение (2-58)]:

$$R_s = \frac{1 - \varphi}{\varphi} R_0.$$

Таким образом, определение коэффициента теплопередачи аналитическим путем сводится к:

- 1) определению частных термических сопротивлений R_1 , R_{cm} и R_2 на отдельных участках теплопередачи;
- 2) выбору коэффициента использования поверхности нагрева φ .

А. Термическое сопротивление на участке теплоотдачи от конденсирующего пара к стенке

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1},$$

причем коэффициент теплоотдачи α_1 определяется на основании критериальных уравнений, приводившихся в § 2-9. В частности, при ламинарном стекании пленки конденсата, как уже указывалось [уравнение (2-83)],

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q_F \cdot l)^{1/3}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

где расчетный коэффициент A_1 для конденсирующегося водяного пара может быть вычислен по приближенной формуле (2-84) или определен по графику фиг. 2-29.

Вычисление величины α_1 может выполняться как по исходным значениям теплового напряжения поверхности нагрева (q_F ккал/м² час), так и по значениям весовых напряжений

$$U = \frac{q_F}{r} \text{ кг/м}^2 \text{ час}, \quad (5-43)$$

где r — тепло конденсации или испарения, ккал/кг.

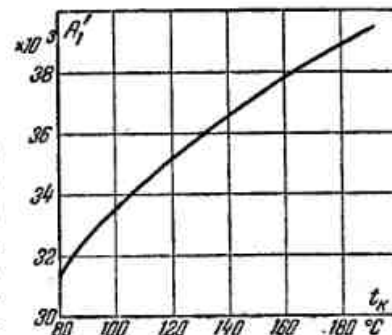
В последнем случае расчетная формула принимает вид:

$$\alpha_1 = \frac{A'_1}{(U l)^{1/3}} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}. \quad (5-44)$$

Значения расчетного коэффициента A'_1 формулы (5-44) для водяного пара в зависимости от средней температуры пленки конденсата t_k приведены на фиг. 5-15.

При заданных числовых значениях весового напряжения поверхности нагрева для вычисления коэффициента теплоотдачи α_1 для конденсирующегося водяного пара можно, кроме того, пользоваться номограммой, приведенной на фиг. 5-16.

Пример 5-б. Определить коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к стенке при следующих данных: температура пленки конденсата $t_k = 117^\circ \text{C}$; тепловое напряжение поверхности теплообмена $q_F = 8000$ ккал/м² час; длина вертикальной трубки $l = 1200$ мм.

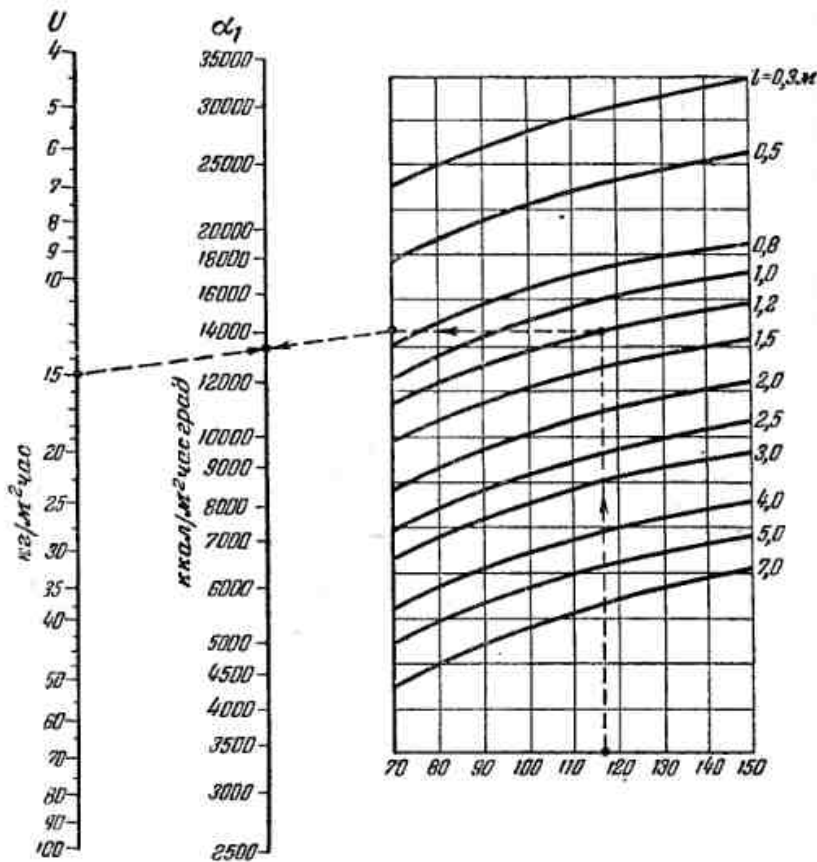


Фиг. 5-15. Расчетный коэффициент A'_1 формулы (5-44) для конденсирующегося водяного пара в зависимости от температуры пленки конденсата t_k .

1. Расчет по величине теплового напряжения поверхности теплообмена

Вспользуемся расчетной формулой (2-83):

$$\alpha_1 = \frac{A_1}{(q_F \cdot l)^{1/3}}$$



Фиг. 5-16. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи α_1 от конденсирующегося водяного пара к стенке по формуле (5-44).

Пример. Дано: $t_K = 117^\circ \text{C}$; $l = 1,2 \text{ м}$; $U = 15 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}$. По номограмме находим: $\alpha_1 = 13500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

причем расчетный коэффициент A_1 определим по формуле (2-84):

$$A_1 = 10^3 (141 + 1,85 \cdot 117 - 0,0053 \cdot 117^2) = 285 \cdot 10^3;$$

тогда

$$\alpha_1 = \frac{285 \cdot 10^3}{(8000 \cdot 1,2)^{1/3}} = \frac{285 \cdot 10^3}{21,2} = 13500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

2. Расчет по величине весового напряжения поверхности теплообмена

Весовое напряжение поверхности теплообмена определится по формуле (5-43).

В соответствии с заданной температурой конденсата примем $r = 530 \text{ ккал/кг}$; тогда

$$U = \frac{8000}{530} = 15 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}.$$

По графику фиг. 5-15 при $t_K = 117^\circ \text{C}$ находим: $A'_1 = 34,7 \cdot 10^3$, а следовательно, по формуле (5-44)

$$\alpha_1 = \frac{34,7 \cdot 10^3}{(15 \cdot 1,2)^{1/3}} = \frac{34,7 \cdot 10^3}{2,6} = 13500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}.$$

Такой же результат получается по номограмме, приведенной на фиг. 5-16.

Б. Термическое сопротивление чистой металлической стенки определяется по приводившейся в гл. 2 общей формуле (2-42):

$$R_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}},$$

что не вызывает никаких затруднений.

В. Термическое сопротивление на участке теплоотдачи от стенки к кипящей жидкости

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2},$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи при кипении жидкости.

Теплоотдача при кипении жидкостей относится к числу наиболее сложных случаев теплообмена и до настоящего времени изучена еще недостаточно. Среди различных имеющихся в литературе соотношений для вычисления коэффициента теплоотдачи α_2 при кипении жидкостей мы рекомендуем пользоваться критериальным уравнением, полученным на основании теоретических и экспериментальных исследований проф. М. А. Кичигиным и канд. техн. наук Н. Ю. Тобилевичем (Киевский филиал центрального научно-исследовательского института сахарной промышленности).

В области теплоотдачи при ядерном (пузырчатом) кипении жидкостей, в том числе и некоторых водных растворов, это критериальное уравнение имеет вид:

$$\frac{\alpha_2 \delta}{\lambda} = 3,25 \cdot 10^{-4} \left(\frac{q_F \cdot \delta}{r \gamma \lambda} \cdot c \gamma \right)^{0,6} \left(\frac{g \delta^3}{v^2} \right)^{0,125} \left(\frac{P \cdot \delta}{c} \right)^{0,7}, \quad (5-45)$$

где λ , c , γ и ν — соответственно коэффициент теплопроводности, теплоемкость, удельный вес и коэффициент кинематической вязкости кипящей жидкости;

- γ_n — удельный вес образующегося пара;
 r — тепло испарения;
 P — абсолютное внешнее давление над кипящей жидкостью;
 σ — поверхностное натяжение на границе раздела фаз пар — жидкость;
 g — ускорение силы тяжести;

$\delta = \sqrt{\frac{\sigma}{\gamma - \gamma_n}}$ — определяющий размер, пропорциональный диаметру парового пузырька в момент отрыва его от поверхности теплообмена.

Обобщенное уравнение (5-45) основано на опытных данных, полученных М. А. Кичигиным и Н. Ю. Тобиловичем для воды и растворов сахара и поваренной соли при давлении 0,2—1,5 *атм* и для тепловых напряжений поверхности нагрева q_F от 3000 до 100 000 *ккал/м² час*. Опыты проводились при концентрации сахарных растворов до 70% и растворов поваренной соли до 25% в циркуляционном контуре с трубками диаметром 30 мм и длиной 1200—4000 мм. Опытами установлено, что при соблюдении оптимального уровня кипящей жидкости в циркуляционном контуре (когда жидкость находится в состоянии кипения практически вдоль всей поверхности нагрева трубок) явление теплоотдачи при кипении в трубках аналогично процессу кипения в большом объеме. При этом, в частности, величина α_2 не зависит от геометрических размеров поверхности теплообмена.

Уравнение (5-45) хорошо согласуется с опытными данными, полученными С. С. Кутателадзе (для воды), В. И. Толубинским (для воды), Сорокиным (для воды и растворов сахара), а также Крайдером и Финальборго (для воды и растворов поваренной соли) и Кичелли и Бонилла (для ряда органических жидкостей).

Кроме того, вычисления по уравнению (5-45) хорошо согласуются с данными заводских испытаний выпарных аппаратов в сахарной промышленности, проведенных на протяжении ряда лет проф. М. А. Кичигиным и его сотрудниками.

На основании приведенного критериального уравнения можно составить расчетную формулу для коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей жидкости:

$$\alpha_2 = A_2 \cdot q_F^{0,6} \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}, \quad (5-46)$$

где A_2 — расчетный коэффициент, зависящий от физических свойств кипящей жидкости.

В соответствии с уравнением (5-45) для расчетного коэффициента A_2 получаем:

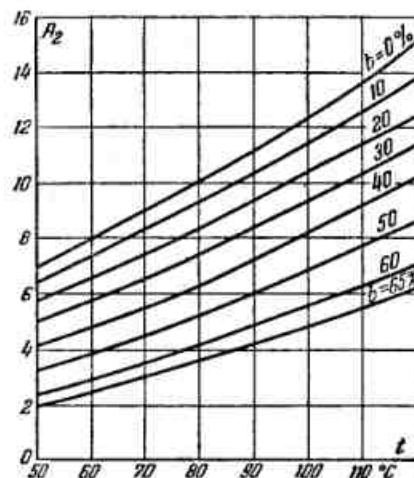
$$A_2 = 3,25 \cdot 10^{-4} \frac{\lambda^{0,4} c^{0,6} \gamma^{0,267} r^{0,125} P^{0,7}}{r^{0,6} \gamma_n^{0,6} \sigma^{0,25} g^{0,363}}. \quad (5-47)$$

Для кипящей воды расчетный коэффициент A_2 зависит только от температуры кипения, т. е. $A_2 = f(t)$.

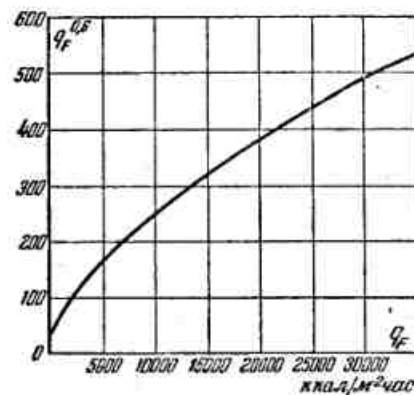
Для водных растворов величина A_2 зависит от расчетной концентрации раствора ($b\%$) и температуры кипения (t), т. е. $A_2 = F(b, t)$. Эта зависимость для сахарных растворов представлена графически на фиг. 5-17. Как видим, значения A_2 в большой мере зависят и от концентрации раствора и от температуры кипения.

Для облегчения расчетов приводим также вспомогательный график для определения значений $q_F^{0,6}$ (фиг. 5-18.)

Надежность рекомендуемых здесь формул для расчета коэффициентов теплоотдачи уже достаточно проверена опытом про-



Фиг. 5-17. Значения расчетного коэффициента A_2 формулы (5-46) для сахарных растворов в зависимости от концентрации раствора b и температуры кипения t .



Фиг. 5-18. Значения $q_F^{0,6}$ к расчетной формуле (5-46).

ектирования и испытания многокорпусных выпарных установок в отечественной сахарной промышленности. В других отраслях промышленности, где приходится встречаться с выпариванием иных растворов, еще нужны соответствующие исследования для подтверждения или уточнения приведенных выше данных. До проведения таких исследований (часть из них намечена к осуществлению в Киевском ордена Ленина политехническом институте) можно рекомендовать пользоваться приведенными формулами, хотя бы в качестве ориентировочных данных, и для других растворов.

В частности, при расчетах выпарных аппаратов для выпаривания водных растворов едкого натра (NaOH) можно

пользоваться приближенными данными, приведенными на фиг. 5-19*.

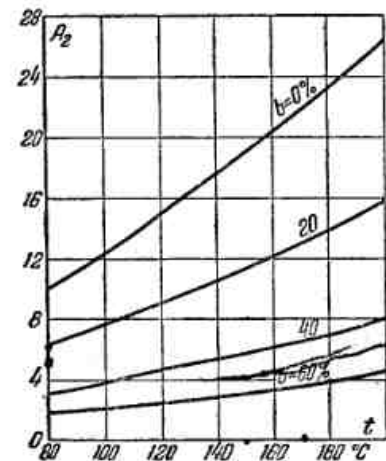
В тех случаях, когда известны весовые напряжения поверхности нагрева (U кг/м² час) корпусов, расчетная формула для коэффициента теплоотдачи α_2 принимает вид:

$$\alpha_2 = A_2' U^{0.6} \text{ ккал./м}^2 \text{ час град.} \quad (5-48)$$

Значения расчетного коэффициента A_2' для водных растворов сахара в зависимости от концентрации b и температуры кипения t приведены на фиг. 5-20. На фиг. 5-21 приведен вспомогательный график для определения $U^{0.6}$.

При заданных числовых значениях весового напряжения поверхности нагрева для вычисления коэффициента теплоотдачи α_2 в случае кипящих сахарных растворов можно, кроме того, пользоваться номограммой, приведенной на фиг. 5-22.

В качестве расчетной концентрации кипящих растворов для выпарных аппаратов с многократной естественной циркуляцией следует принимать конечную концентрацию раствора. Для выпарных аппаратов с однократной циркуляцией (прямоточных или секционных) расчетной является средняя концентрация кипящего раствора.



Фиг. 5-19. Значения расчетного коэффициента A_2' формулы (5-46) для растворов NaOH в зависимости от температуры кипения t и концентрации раствора b .

Пример 5-7. Определить коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему сахарному раствору при следующих данных: температура кипения $t = 82^\circ \text{C}$; расчетная концентрация раствора $b = 52\%$; напряжение поверхности теплообмена $q_F = 8000$ ккал/м² час или $U = 15$ кг/м² час.

1. Расчет по величине теплового напряжения поверхности теплообмена

Воспользуемся расчетной формулой (5-46):

$$\alpha_2 = A_2' q_F^{0.6}$$

* Надежность числовых данных, приведенных для растворов NaOH на фиг. 5-19, ограничивается недостаточной до сего времени изученностью физических параметров этих растворов.

По фиг. 5-17 расчетный коэффициент $A_2 = 5.2$. Кроме того, по графику фиг. 5-18 находим:

$$q_F^{0.6} = 8000^{0.6} = 220.$$

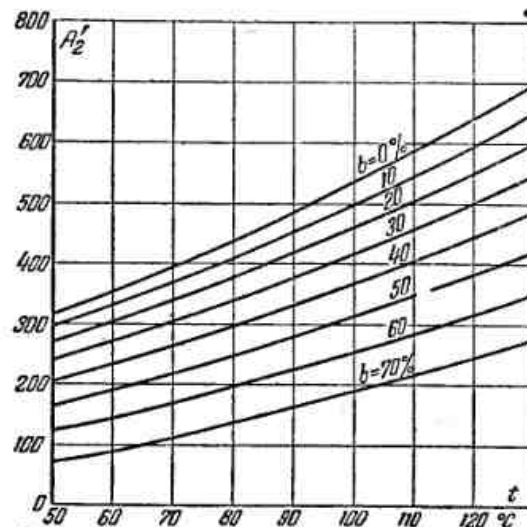
Следовательно,

$$\alpha_2 = 5.2 \cdot 220 = 1150 \text{ ккал./м}^2 \text{ час град.}$$

2. Расчет по величине весового напряжения поверхности теплообмена

Здесь применима расчетная формула (5-48):

$$\alpha_2 = A_2' U^{0.6}$$



Фиг. 5-20. Значения расчетного коэффициента A_2' формулы (5-48) для сахарных растворов в зависимости от концентрации раствора b и температуры кипения t .

По фиг. 5-20 расчетный коэффициент $A_2' = 240$, а по фиг. 5-21: $U^{0.6} = 4.8$. Следовательно,

$$\alpha_2 = 240 \cdot 4.8 = 1150 \text{ ккал./м}^2 \text{ час град.}$$

Такой же результат получается и по номограмме, приведенной на фиг. 5-22.

Как видно из изложенного, на величину коэффициента теплоотдачи от стенки к кипящей жидкости α_2 влияют следующие основные факторы:

1) Физические свойства кипящей жидкости, предопределяющие числовые значения расчетного коэффициента A_2 (или A_2'). При кипении водных растворов разных веществ коэф-

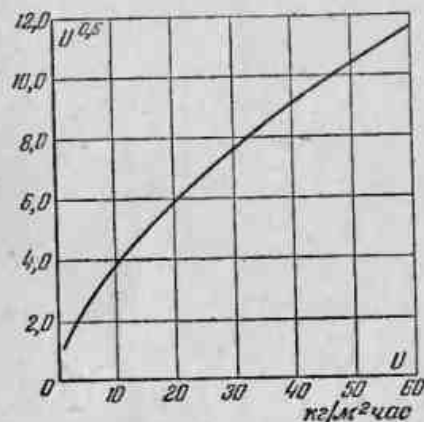
коэффициент теплоотдачи α_2 уменьшается при возрастании концентрации раствора или снижении температуры кипения. В зависимости от этих величин (b и t) значения A_2 могут изменяться в широких пределах.

2) Тепловое (или весовое) напряжение поверхности нагрева, с увеличением которого коэффициент теплоотдачи соответственно возрастает. Так, например, при увеличении q_F (или U) в 2 раза величина α_2 возрастает на 52%.

Кроме того, следует еще раз подчеркнуть, что приведенные соотношения справедливы (для кипения жидкости в вертикальных трубах) при соблюдении оптимального уровня кипящей жидкости. Как показывают опытные данные, этому условию соответствуют наибольшие значения коэффициента теплоотдачи α_2 , что связано с особенностями циркуляции в контуре. Величина оптимального уровня в каждом частном случае должна находиться экспериментально в лабораторных условиях или при промышленных испытаниях выпарных аппаратов. Для вертикальных трубчатых аппаратов с естественной циркуляцией оптимальный уровень практически соответствует минимальному значению уровня по мерному стеклу, при котором верхняя трубная плита (по наблюдениям в смотровые стекла) еще омывается кипящей жидкостью. Оптимальный уровень для кипящей воды и растворов малой концентрации составляет 20—30% от длины трубок. При увеличении концентрации раствора величина оптимального уровня возрастает (для сахарных растворов концентрацией около 65%) до 60—70%.

Состояние поверхности нагрева (ее обработка и шероховатость) расчетными формулами (5-46) и (5-48) не учитывается, так как при наличии накипеобразования, обусловленного качеством кипящей жидкости, влияние состояния поверхности металлической стенки в промышленных аппаратах практически не проявляется.

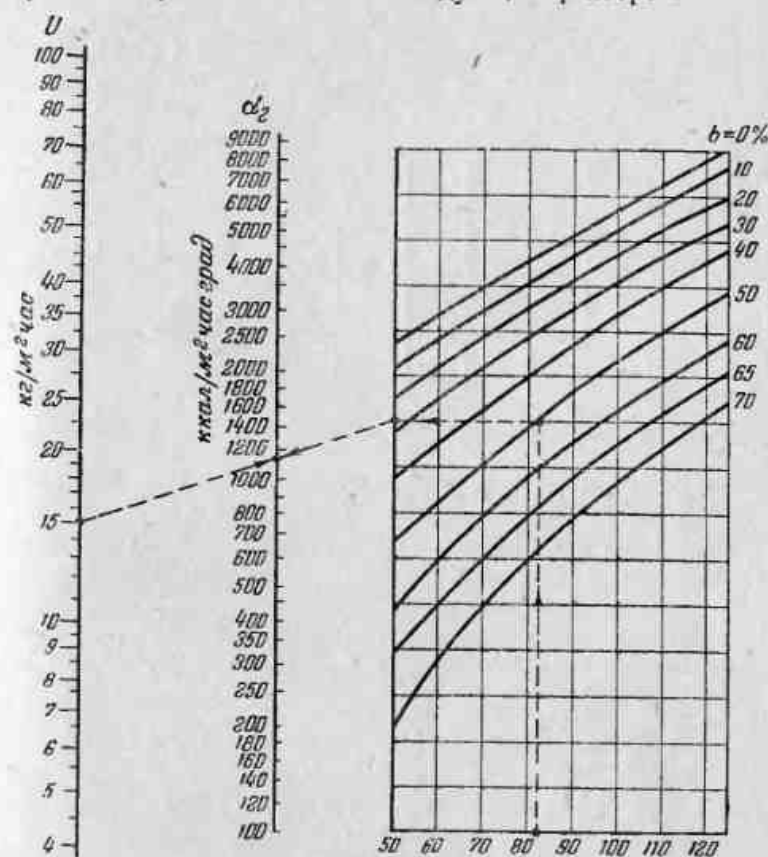
Г. Коэффициенты использования поверхности нагрева должны приниматься в расчет на основании опытных данных, полученных при промышленных испытаниях выпарных установок. По мере накопления опытных данных значения ψ постепенно уточ-



Фиг. 5-21. Значения $U^{0,6}$ к расчетной формуле (5-48).

няются, причем появляется возможность постепенно устанавливать имеющие здесь значение факторы.

Как показано в гл. 6, коэффициенты использования ψ для выпарных аппаратов зависят от следующих факторов:

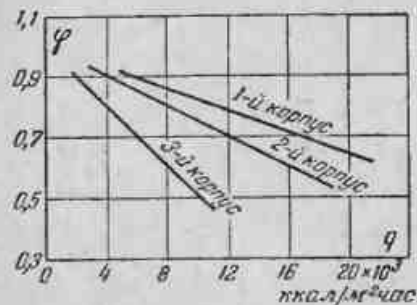


Фиг. 5-22. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи α_2 от стенки к кипящим сахарным растворам по формуле (5-48).
Пример. Дано: $t = 82^\circ \text{C}$; $b = 52\%$; $U = 15 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}$. По номограмме находим: $\alpha_2 = 1150 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}$.

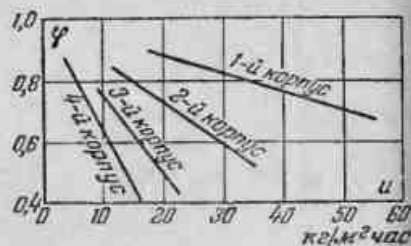
- 1) физико-химических свойств кипящей жидкости (главным образом с точки зрения наличия в ней накипеобразователей);
 - 2) продолжительности работы аппаратов без очистки поверхности нагрева;
 - 3) напряжения поверхности нагрева аппаратов;
 - 4) условий теплопередачи при чистой поверхности нагрева.
- В большинстве случаев при оптимальных условиях работы значения ψ для выпарных аппаратов составляют в среднем 0,7—

0,8, однако при отступлениях от оптимальных условий они могут существенно изменяться.

В расчетах можно пользоваться ориентировочными данными, приведенными на фиг. 5-23 и 5-24. Данные фиг. 5-23 относятся к трехкорпусным выпарным установкам для растворов NaOH и отнесены к различным тепловым напряжениям (q_F) поверхности нагрева корпусов. Данные фиг. 5-24 относятся к четырехкорпусным выпарным установкам для сахарных растворов и отнесены к различным весовым напряжениям (U) корпусов.



Фиг. 5-23. Ориентировочные значения коэффициентов использования φ поверхности нагрева различных корпусов трехкорпусных выпарных установок для выпаривания растворов NaOH.



Фиг. 5-24. Значения коэффициентов использования φ поверхности нагрева различных корпусов четырехкорпусных установок для выпаривания сахарных растворов.

Несомненно, что эти ориентировочные данные по мере накопления новых опытных данных и их обобщения должны постепенно уточняться.

Пример 5-8. Рассчитать коэффициент теплопередачи для 1-го корпуса трехкорпусной выпарной установки при выпаривании раствора NaOH по следующим данным:

тепловое напряжение поверхности нагрева $q_F = 16\,500$ ккал/м² час;
температура греющего пара $T = 187^\circ\text{C}$;
температура кипения раствора $t = 176^\circ\text{C}$;
расчетная концентрация раствора $b = 32\%$;
выпарной аппарат — вертикальный с естественной циркуляцией; трубки стальные, $d = 33/38$ мм, $l = 2\,500$ мм.

1. Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к стенке определим по формуле (2-83). Принимая предварительно $\frac{R_1}{R} = 0,2$, по формуле (2-87) находим среднюю температуру конденсата:

$$t_k = 187 - 0,5 \cdot 0,2 (187 - 176) = 186^\circ\text{C}.$$

Далее, по графику фиг. 2-29 находим: $A_1 = 318\,000$ и, следовательно,

$$\alpha_1 = \frac{318\,000}{(16\,500 \cdot 2,5)^{1/4}} = 9\,200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

2. Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящему раствору определим по формуле (5-46). При $b = 32\%$ и $t = 176^\circ\text{C}$ по графику фиг. 5-19 находим: $A_2 = 10,0$; при $q_F = 16\,500$ ккал/м² час по графику фиг. 5-18 $q^{0,6} = 340$. Следовательно,

$$\alpha_2 = 10 \cdot 340 = 3\,400 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

3. Термические сопротивления составляют:

а) для участка теплоотдачи от пара к стенке $R_1 = \frac{1}{\alpha_1} = 110 \cdot 10^{-6}$;

б) для металлической стенки $R_{ст} = \frac{\delta}{\lambda} = 50 \cdot 10^{-6}$;

в) для участка теплоотдачи от стенки к раствору $R_2 = \frac{1}{\alpha_2} = 295 \cdot 10^{-6}$.

$$\text{Итого } R_0 = R_1 + R_{ст} + R_2 = 455 \cdot 10^{-6}.$$

4. Коэффициент использования поверхности нагрева (по фиг. 5-23) $\varphi = 0,7$. Следовательно, расчетный коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\varphi}{R_0} = \frac{0,7}{455} \cdot 10^6 \approx 1\,500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Полученные результаты соответствуют ранее принятым в расчете данным:

$$\frac{R_1}{R} = \frac{k}{\alpha_1} = \frac{1\,500}{9\,200} \approx 0,2;$$

$$q_F = k \cdot \Delta t = 1\,500 \cdot 11 = 16\,500 \text{ ккал/м}^2 \text{ час,}$$

что указывает на взаимную согласованность расчетных величин.

5-11. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

К числу основных характеристик температурного режима выпарных установок относятся следующие взаимосвязанные величины:

- температуры T_i первичного пара по корпусам;
- температуры t_i кипения раствора по корпусам;
- температуры θ_i вторичного пара по корпусам.

Сюда же относятся и полезные разности Δt_i температур по отдельным корпусам.

Температурные условия работы выпарных установок, как уже отмечалось ранее, являются важнейшей характеристикой их теплового режима. В зависимости от подхода к оценке температурного режима тепловые расчеты выпарных установок методически разделяются на проектные и поверочные. В первом случае температурный режим должен быть заранее известен или предварительно выбран на основании исходных для расчета данных; во втором же случае оценка температурного режима является основной задачей первичного расчета.

С особенностями температурного режима, таким образом, тесно связаны все другие разделы тепловых расчетов выпарных установок. Наиболее важное значение при этом имеют следующие обстоятельства:

1. Общая полезная разность температур в значительной мере предопределяет производительность действующей выпарной установки.

2. Распределение полезной разности температур между корпусами существенно влияет на размеры отдельных корпусов выпарной установки и на соотношение между ними.

3. Достижение определенных температур вторичных паров должно обеспечить осуществление рационального пароотбора из корпусов выпарной установки.

4. Поддержание соответствующих температур кипения раствора должно обеспечить соблюдение требований технологического режима при выпаривании в смысле возможных изменений качества продукта.

5. Обеспечение достаточной термической устойчивости работы отдельных корпусов связано с наличием некоторых минимальных значений полезной разности температур (не менее 4—5°С).

Таким образом, проектирование температурного режима следует считать важнейшим этапом теплового расчета выпарной установки, и необходимо уделять ему достаточное внимание.

Основной задачей проектирования температурного режима являются распределение суммарной (общей) полезной разности температур между корпусами и оценка соответствующих этому значений температур кипения и образующегося пара.

Возникающие при этом затруднения более всего связаны с тем, что в производственных условиях вследствие накипеобразования условия температурного режима с течением времени могут оказаться переменными. Вопрос этот рассматривается ниже в связи с динамическими расчетами выпарных установок (см. гл. 6).

В дальнейшем большей частью будут приводиться усредненные данные температурного режима, отнесенные к средним эксплуатационным условиям работы установки при наличии некоторого загрязнения поверхности нагрева корпусов, учитываемого введением среднего значения коэффициента использования ϕ .

Основу расчета температурного режима выпарной установки составляет прежде всего оценка температурных потерь при выпаривании.

Температурные потери при выпаривании определяются следующими основными положениями:

1. Температура кипения t_1 раствора всегда выше темпера-

туры кипения чистого растворителя при том же давлении или, что то же, выше температуры θ_1 образующихся вторичных паров.

При этом величину

$$t_1 - \theta_1 = \theta_i \quad (5-49)$$

называют температурной депрессией. Величина эта обусловлена физико-химическими свойствами кипящего раствора и термодинамическими характеристиками вторичного пара. Очень высоких значений (до 100°С и выше) депрессия достигает у концентрированных водных растворов веществ с малым молекулярным весом (например, NaOH и KOH). У растворов веществ с большим молекулярным весом депрессия сравнительно невелика.

Среди различных методов вычисления температурной депрессии рассмотрим методику, предложенную проф. И. А. Тищенко. На основании физико-химических закономерностей проф. Тищенко получил соотношение

$$\theta = \theta_n \left(\frac{T}{T_n} \right)^2 \frac{r_n}{r} \quad (5-50)$$

где θ_n — нормальная депрессия, отнесенная к внешнему давлению 760 мм рт. ст.;

T_n и r_n — абсолютная температура насыщения паров растворителя и тепло испарения при нормальных условиях (для водяных паров $T_n = 373^\circ$ абс. и $r_n = 539$ ккал/кг);

T и r — то же при данном давлении, отличающемся от нормального.

Расчетная формула для вычисления депрессии по Тищенко имеет вид:

$$\theta = \theta_n \cdot \eta \quad (5-51)$$

где $\eta = 0,003872 \frac{T^2}{r}$ — поправка на величину внешнего давления, определяющего значение температуры вторичного пара при выпаривании водных растворов.

Значения коэффициента η для разных температур приведены в табл. 5-3.

Таблица 5-3

Значения поправки к величине депрессии для формулы (5-51) проф. Тищенко

$\theta, ^\circ\text{C}$	η	$\theta, ^\circ\text{C}$	η	$\theta, ^\circ\text{C}$	η
40	0,66	80	0,88	120	1,14
50	0,71	90	0,94	125	1,18
60	0,76	100	1,00	130	1,22
70	0,82	110	1,07	135	1,25

Значения нормальной депрессии θ_n для данного раствора зависят от его концентрации и определяются на основании данных опыта (с увеличением концентрации раствора величина депрессии возрастает). Наиболее полная сводка опытных данных приведена в „Справочнике физико-химических величин Технической энциклопедии“. Некоторые данные о величине нормальной депрессии водных растворов даются в табл. 5-4.

Таблица 5-4

Значения нормальной депрессии для водных растворов различных веществ, °С

Обозначение вещества	Концентрация раствора b , % по весу							
	10	20	30	40	50	60	70	80
$(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$	0,7	1,6	2,9	4,7	7,7	—	—	—
NH_4NO_3	—	—	4,1	6,3	9,1	13,2	19,0	28,0
KOH	—	—	12,2	23,6	45,0	78,8	126,5	190,5
KNO_3	0,9	2,0	3,2	4,5	6,1	8,5	11,6	—
NaNO_3	1,2	2,6	4,5	6,8	10,0	14,5	—	—
Na_2SO_4	0,8	1,8	2,8	—	—	—	—	—
NaCl	1,9	4,9	9,5	—	—	—	—	—
CaCl_2	1,5	4,5	10,5	19,0	30,0	43,0	60,0	—
MgCl_2	2,0	6,6	15,4	—	—	—	—	—
NaOH	2,8	8,2	17,0	28,0	42,2	59,5	79,6	106,6
Сахар	0,1	0,3	0,6	1,2	2,0	3,3	5,4	—

Расчет температурной депрессии по И. А. Тищенко является приближенным. Более точный метод вычисления депрессии предложен проф. В. Н. Стабниковым (см., например, Н. И. Гельперин, Выпарные аппараты, Госхимиздат, 1947, стр. 18—23).

2. Кроме физико-химических свойств раствора и внешнего давления, на среднюю расчетную температуру кипения при выпаривании влияет еще высота слоя кипящего раствора.

С этим влиянием связано введение поправки на величину гидростатического давления, причем расчетная поправка для вертикальных трубчатых выпарных аппаратов может быть вычислена по формуле

$$\Delta P = x \frac{h \cdot \gamma}{2 \cdot 10^4 \text{ см}^2} \quad (5-52)$$

где x — кажущийся уровень кипящего раствора, составляющий при оптимальных условиях 0,3—0,7 от высоты трубок h ;

γ — удельный вес раствора, кг/м^3 .

Величина соответствующей температурной поправки на гидростатическое давление зависит от абсолютного внешнего давления процесса выпаривания, причем температурная поправка воз-

растает при уменьшении внешнего давления и становится существенной для выпарных аппаратов, работающих под вакуумом.

Если принять в качестве средних характерных величин $x = 0,5$; $h = 1,5 \text{ м}$ и $\gamma = 1100 \text{ кг/м}^3$, то получается $\Delta P = 0,04 \text{ кг/см}^2$. Этой величине соответствуют следующие температурные поправки:

при $P = 5 \text{ атм}$...	0,3° С
• $P = 1$...	0,7° С
• $P = 0,5$...	2,0° С
• $P = 0,2$...	4,0° С

Работа выпарных аппаратов под вакуумом обычно характеризуется повышенными значениями концентрации раствора и соответственно высокими температурными депрессиями, а также относительно большими значениями полезных разностей температур. Поэтому можно указать, что и здесь величина поправки по сравнению с другими температурными потерями и с величиной полезной разности температур остается относительно небольшой.

В расчетах выпарных установок температурную поправку на гидростатическое давление кипящей жидкости добавляют к температурной депрессии, вычисленной по приведенной выше формуле (5-51), что приводит обычно лишь к округлению результатов вычислений.

3. Вследствие гидродинамических сопротивлений в паропроводах, соединяющих смежные корпуса выпарной установки, имеет место некоторое снижение давления насыщенного пара и связанное с этим снижение температуры насыщения.

Снижение температуры в паропроводах

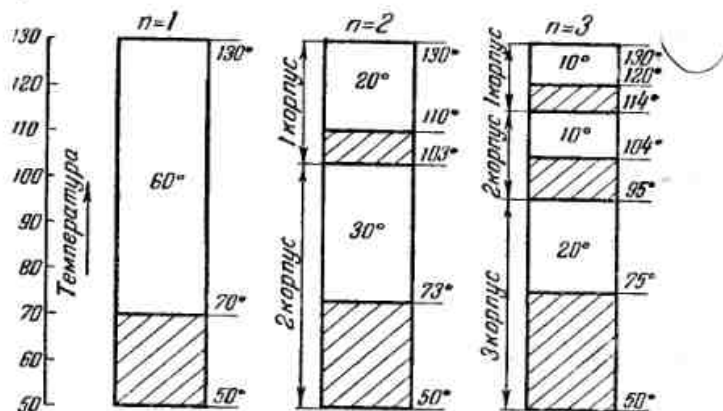
$$\theta_i - T_{i+1} = \delta_i \quad (5-53)$$

составляет обычно 0,5—1,5° С и в среднем может быть принято $\delta_i = 1^\circ \text{С}$.

Следует отметить, что суммарные температурные потери выпарных установок (главным образом за счет температурной депрессии) оказываются достаточно значительными. Как видно из изложенного, эти потери возрастают при увеличении числа корпусов установки, что приводит к ограничениям в выборе числа ступеней многократного выпаривания. Для растворов со значительной депрессией возможное число корпусов будет меньше, чем для растворов с малой депрессией. Нередко (например, при выпаривании концентрированных растворов NaOH) температурные потери значительно превосходят полезную разность температур.

Влияние депрессии и других температурных потерь на полезную разность температур иллюстрируется, в частности для рас-

твора NaOH, ориентировочно рассчитанными данными фиг. 5-25 при $b=10\%$ и $B=50\%$, $T_1=130^\circ\text{C}$ и $\theta_n=50^\circ\text{C}$. Для однокорпусной установки полезная разность температур составляла 60°C , для двухкорпусной установки она снизилась до 50°C , а для трехкорпусной установки—до 40°C . Суммарные температурные потери составляют при этом соответственно 20, 30 и 40°C .



Фиг. 5-25. Влияние температурных потерь на полезную разность температур при выпаривании для различного числа корпусов установки.

В заключение отметим взаимную связь всех рассмотренных температурных характеристик.

Полезная разность температур для каждого из корпусов установки

$$\Delta t_i = T_i - t_i \quad (5-54)$$

Можно также указать для каждого из корпусов общую разность температур

$$\delta t_i = T_i - T_{i+1}$$

Эти разности температур связаны с разностями (5-49) и (5-53) следующим соотношением:

$$\Delta t_i = T_i - t_i = \delta t_i - (\theta_i + \delta_i) \quad (5-55)$$

Из последнего соотношения очевидно неблагоприятное влияние температурных потерь на полезную разность температур и, значит, на производительность корпусов выпарной установки

5-12. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЗНОЙ РАЗНОСТИ ТЕМПЕРАТУР ПО КОРПУСАМ

При расчетах многокорпусных выпарных установок обычно бывает известна суммарная полезная разность температур для всех корпусов, определяемая формулой (5-11):

$$\Sigma \Delta t_i = (T_1 - T_n) - \left(\sum_1^n \theta_i + \sum_1^n \delta_i \right)$$

Распределение этой суммарной полезной разности температур по отдельным корпусам имеет важное значение для установления оптимального температурного режима установки и определения потребных размеров поверхностей нагрева корпусов.

Среди различных приемов распределения полезной разности температур по корпусам можно отметить следующие:

1) по заданным температурам вторичных паров на отдельных корпусах;

2) по условию компоновки выпарной установки с одинаковыми поверхностями нагрева корпусов;

3) по условию компоновки выпарной установки с минимальной суммарной поверхностью нагрева корпусов;

4) по условию компоновки выпарной установки с одинаковыми корпусами и одновременно с минимумом суммарной поверхности нагрева.

Рассмотрим последовательно эти способы.

1-й способ

Распределение суммарной полезной разности температур по заданным температурам вторичных паров

В этом случае, кроме предельных температур T_1 , T_n и температурных потерь θ_i и δ_i , заранее известны значения $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$. Установление температурного режима сводится здесь к следующим простым вычислениям:

а) определение температур кипения:

$$t_i = \theta_i + \theta_i$$

б) определение температур первичного пара:

$$T_i = \theta_{i-1} - \delta_i$$

в) определение полезных разностей температур:

$$\Delta t_i = T_i - t_i$$

В заключение следует проверить величину суммарной полезной разности температур, пользуясь общей формулой (5-11). Полученные данные по температурному режиму отдельных корпусов необходимо оценить с точки зрения условий, указанных в начале § 5-11.

Пример 5-9. Установить температурный режим проектируемой трехкорпусной выпарной установки под давлением для сахарного завода при следующих данных:

Температурные потери по корпусам (°C):

Характер температурных потерь	Обозначение	Корпуса			Итого
		1	2	3	
Депрессия	θ_1	0,5	1,5	3,0	5,0
Снижение в паропроводах	δ_1	1	1	1	3

температура насыщения свежего пара $T_1 = 138^\circ \text{C}$;

температура насыщения в конденсаторе (здесь в качестве конденсатора понимается тепловая аппаратура, обогреваемая парами 3-го корпуса) $T_K = 100^\circ \text{C}$.

Температуры вторичных паров, используемых для отбора: $\theta_1 = 125^\circ \text{C}$, $\theta_2 = 114^\circ \text{C}$, $\theta_3 = 101^\circ \text{C}$.

Для 1-го корпуса находим:

- 1) температура первичного пара (по заданию) $T_1 = 138^\circ \text{C}$;
 - 2) температура вторичного пара (по заданию) $\theta_1 = 125^\circ \text{C}$;
 - 3) температура кипения раствора $t_1 = \theta_1 + \theta_1 = 125 + 0,5 = 125,5^\circ \text{C}$;
 - 4) полезная разность температур $\Delta t_1 = T_1 - t_1 = 138 - 125,5 = 12,5^\circ \text{C}$.
- Переходя ко 2-му корпусу, получаем:

$$T_2 = \theta_1 - \delta_1 = 125 - 1 = 124^\circ \text{C}$$

и т. д. — аналогично предыдущему.

В результате вычислений получаем следующие данные:

Название величины	Обозначение	Корпуса		
		1	2	3
Температура первичного пара	T	138	124	113
Температура кипения раствора	t	125,5	115,5	104
Температура вторичного пара	θ	125	114	101
Полезная разность температур	Δt	12,5	8,5	9

Суммарная полезная разность температур по формуле (5-11)

$$\Sigma \Delta t = (138 - 100) - (5 + 3) = 30^\circ \text{C},$$

что согласуется с полученными данными:

$$\Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 = 12,5 + 8,5 + 9 = 30^\circ \text{C}.$$

Пусть, далее, общее количество выпариваемой воды составляет $W = 95 \text{ кг/мин}$, суммарный паротбор $\Sigma E = 45 \text{ кг/мин}$, в том числе паротбор из 3-го корпуса $E_3 = 15 \text{ кг/мин}$ (выпарная установка под давлением).

Тогда на основании формул, приведенных в табл. 5-2, получим:

$$E_2 = 95 - 45 - 2 \cdot 15 = 20 \text{ кг/мин};$$

$$E_1 = 45 - (20 + 15) = 10 \text{ кг/мин}.$$

Нагрузка корпусов составит.

$$W_1 = \Sigma E = 45 \text{ кг/мин};$$

$$W_2 = W_1 - E_1 = 35 \text{ кг/мин};$$

$$W_3 = W_2 - E_2 = 15 \text{ кг/мин}.$$

Поверхность нагрева корпусов определится по формуле

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} = \frac{W_i \cdot r}{k_i \Delta t_i}.$$

Если значения коэффициентов теплопередачи по корпусам составляют

$$k_1 = 2200 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}, \quad k_2 = 1100 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град}$$

$$\text{и } k_3 = 550 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град},$$

то при среднем значении $r = 540 \text{ ккал/кг}$ получим:

$$F_1 = \frac{45 \cdot 60 \cdot 540}{2200 \cdot 12,5} = 53 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{35 \cdot 60 \cdot 540}{1100 \cdot 8,5} = 121 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{15 \cdot 60 \cdot 540}{550 \cdot 9} = 98 \text{ м}^2.$$

Итого суммарная поверхность нагрева — 272 м².

2-й способ

Выпарные установки с одинаковыми поверхностями нагрева корпусов

Задача о расчете температурного режима выпарной установки с одинаковыми корпусами решается следующим образом.

Поверхность нагрева любого корпуса выпарной установки определяется по общей формуле (5-2):

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i},$$

где Q_i — тепловая нагрузка корпуса, ккал/час.

Условие равенства поверхности нагрева корпусов ($F_1 = F_2 = \dots = F_n$) дает:

$$\frac{Q_1}{k_1 \Delta t_1} = \frac{Q_2}{k_2 \Delta t_2} = \dots = \frac{Q_n}{k_n \Delta t_n},$$

¹ Дальнейшие числовые значения относятся к заводу с удельной производительностью по свежке 100 кг/мин.

откуда получаем соотношения между полезными разностями температур:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} &= \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} = x_2; \\ &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ \frac{\Delta t_n}{\Delta t_1} &= \frac{Q_n}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_n} = x_n, \end{aligned} \right\} (5-56)$$

причем очевидно, что $x_1 = 1$.

Совместное решение этих уравнений, имея в виду, что

$$\Sigma \Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n,$$

приводит к такому результату:

$$\Delta t_1 = \frac{\Sigma \Delta t}{1 + x_2 + \dots + x_n} \quad (5-57)$$

и, далее,

$$\begin{aligned} \Delta t_2 &= x_2 \cdot \Delta t_1; \\ &\dots \dots \dots \dots \dots \\ \Delta t_n &= x_n \cdot \Delta t_1. \end{aligned}$$

Из приведенных соотношений можно заключить, что в случае выпарной установки с одинаковыми корпусами полезные разности температур по корпусам прямо пропорциональны относительным тепловым нагрузкам и обратно пропорциональны коэффициентам теплопередачи отдельных корпусов.

Относительные тепловые нагрузки при этом определяются по соотношению

$$\frac{Q_i}{Q_1} = \frac{D_i (\rho_i - \tau_i)}{D_1 (\lambda_1 - \tau_1)} \quad (5-58)$$

или, в первом приближении:

$$\frac{Q_i}{Q_1} \approx \frac{W_i}{W_1}, \quad (5-59)$$

т. е. тепловые нагрузки приблизительно пропорциональны количествам выпаренной воды. Это допущение облегчает вычисление значений x_i по формулам (5-56). Возникающие здесь затруднения связаны более всего с необходимостью располагать предварительно данными о соотношении между коэффициентами теплопередачи корпусов $k_1 : k_2 : \dots : k_n$. При этом обычно приходится проводить расчет по методу последовательных приближений.

Пример 5-10. Установить температурный режим проектируемой трехкорпусной выпарной установки сахарного завода, пользуясь данными примера 5-9 для условий установки с одинаковыми корпусами.

1. Суммарная полезная разность температур по формуле (5-11) составляет:

$$\Sigma \Delta t = (138 - 100) - (5 + 3) = 30^\circ \text{C}.$$

2. Принимая предварительно

$$W_1 : W_2 : W_3 = 45 : 35 : 15 = 1 : 0,78 : 0,33;$$

$$k_1 : k_2 : k_3 = 2\,200 : 1\,100 : 550 = 1 : 0,5 : 0,25,$$

по формулам (5-56) находим:

$$x_2 = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{0,78}{0,5} = 1,56;$$

$$x_3 = \frac{\Delta t_3}{\Delta t_1} = \frac{0,33}{0,25} = 1,32.$$

3. Полезная разность температур по корпусам:

$$\Delta t_1 = \frac{30}{1 + 1,56 + 1,32} = 7,7^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_2 = 1,56 \cdot 7,7 = 12,1^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_3 = 1,32 \cdot 7,7 = 10,2^\circ \text{C}.$$

4. Результаты дальнейших вычислений сведены в следующей таблице:

Обозначения величин	Корпуса		
	1	2	3
T	138,0	128,8	114,2
t	130,3	116,7	104,0
θ	129,8	115,2	101,0
Δt	7,7	12,1	10,2

Среди полученных результатов по сравнению с предыдущим расчетом (пример 5-9) обращает на себя внимание несколько повышенная температура кипения раствора в 1-м корпусе, что должно быть тщательно согласовано с технологическими условиями процесса выпаривания. Другие результаты и, в частности, повышенные значения температур используемых для отбора вторичных паров являются в этом случае более благоприятными.

Поверхность нагрева корпусов составляет:

$$F_1 = \frac{45 \cdot 60 \cdot 540}{2\,200 \cdot 7,7} = 86 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \frac{35 \cdot 60 \cdot 540}{1\,100 \cdot 12,1} = 86 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = \frac{15 \cdot 60 \cdot 540}{550 \cdot 10,2} = 86 \text{ м}^2.$$

Итого суммарная поверхность нагрева — 258 м², что на 5% ниже, чем в предыдущем расчете.

3-й способ

Выпарная установка с минимальной суммарной поверхностью нагрева корпусов

Для двух любых корпусов выпарной установки, для которых суммарная полезная разность температур составляет Δt , можно написать:

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} \text{ и } F_k = \frac{Q_k}{k_k (\Delta t - \Delta t_i)} .$$

Суммарная поверхность нагрева этих корпусов

$$F = F_i + F_k = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} + \frac{Q_k}{k_k (\Delta t - \Delta t_i)} ,$$

причем условие минимального значения этой суммы дает:

$$\frac{dF}{d(\Delta t_i)} = - \frac{Q_i}{k_i (\Delta t_i)^2} + \frac{Q_k}{k_k (\Delta t - \Delta t_i)^2} = 0 ,$$

откуда получаем:

$$\frac{\Delta t_i}{\Delta t_k} = \frac{\Delta t_i}{\Delta t - \Delta t_i} = \sqrt{\frac{Q_i}{Q_k} \cdot \frac{k_k}{k_i}} . \tag{5-60}$$

Следовательно, для любого корпуса выпарной установки можно написать:

$$y_i = \frac{\Delta t_i}{\Delta t_1} = \sqrt{\frac{Q_i}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_i}} = \sqrt{x_i} \tag{5-61}$$

и, далее:

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_1 &= \frac{\Sigma \Delta t}{1 + y_2 + \dots + y_n} ; \\ \Delta t_2 &= y_2 \cdot \Delta t_1 ; \\ \dots &\dots \dots \dots \dots \dots \\ \Delta t_n &= y_n \cdot \Delta t_1 \end{aligned} \right\} \tag{5-62}$$

Пользуясь исходными числовыми данными примера 5-10, для случая выпарной установки с минимальной общей поверхностью нагрева корпусов получаем:

$$y_2 = \sqrt{x_2} = \sqrt{1,56} = 1,25 ;$$

$$y_3 = \sqrt{x_3} = \sqrt{1,32} = 1,15 .$$

Далее находим:

$$\Delta t_1 = \frac{30}{1 + 1,25 + 1,15} = 8,8^\circ \text{C} ;$$

$$\Delta t_2 = 1,25 \cdot 8,8 = 11,0^\circ \text{C} ;$$

$$\Delta t_3 = 1,15 \cdot 8,8 = 10,2^\circ \text{C} .$$

Этим данным соответствуют поверхности нагрева корпусов:

$$F_1 = \frac{45 \cdot 60 \cdot 540}{2 \cdot 200 \cdot 8,8} = 75 \text{ м}^2 ;$$

$$F_2 = \frac{35 \cdot 60 \cdot 540}{1 \cdot 100 \cdot 11,0} = 94 \text{ м}^2 ;$$

$$F_3 = \frac{15 \cdot 60 \cdot 540}{550 \cdot 10,2} = 86 \text{ м}^2 .$$

Итого суммарная поверхность нагрева — 255 м², что незначительно отличается от суммарной поверхности нагрева установки с одинаковыми корпусами.

4-й способ

Выпарная установка с одинаковыми корпусами и минимальной суммарной поверхностью нагрева

В этом случае необходимо одновременно соблюдать условия, найденные ранее для выпарных установок с одинаковыми корпусами ($x_i = \frac{\Delta t_i}{\Delta t_1}$) и для установки с минимальной суммарной поверхностью нагрева корпусов ($y_i = \frac{\Delta t_i}{\Delta t_1}$). Следовательно, здесь необходимо, чтобы $y_i = x_i$, что возможно, если $\frac{Q_i}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_i} = 1$.

Таким образом, основными условиями тепловой работы выпарной установки здесь являются:

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \dots = \Delta t_n = \frac{\Sigma \Delta t}{n} ;$$

$$Q_1 : Q_2 : \dots : Q_n = k_1 : k_2 : \dots : k_n$$

или, приближенно:

$$W_1 : W_2 : \dots : W_n = k_1 : k_2 : \dots : k_n .$$

Это означает, что выпарные установки с одинаковыми корпусами и минимальной поверхностью нагрева характеризуются следующими признаками:

1. Полезные разности температур одинаковы для всех корпусов установки.

2. Нагрузки корпусов прямо пропорциональны значениям коэффициентов теплопередачи.

Для наиболее распространенных выпарных установок прямого тока значения k_i по корпусам последовательно уменьшаются. Это означает, что такие выпарные установки будут характеризоваться вынужденным пароотбором.

Так, например, пользуясь исходными данными предыдущих расчетных примеров, получаем:

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t_3 = \frac{30}{3} = 10^\circ \text{C};$$

$$W_1 : W_2 : W_3 = 1 : 0,5 : 0,25,$$

что при $W = 95 \text{ кг/мин}$ дает:

$$W_1 = \frac{95}{1 + 0,5 + 0,25} = 54,2 \text{ кг/мин};$$

$$W_2 = 0,5 \cdot 54,2 = 27,1 \text{ кг/мин};$$

$$W_3 = 0,25 \cdot 54,2 = 13,55 \text{ кг/мин}.$$

Этим данным соответствует пароотбор:

$$E_1 = W_1 - W_2 = 27,1 \text{ кг/мин}$$

$$E_2 = W_2 - W_3 = 13,55 \text{ кг/мин}$$

$$E_3 = W_3 = 13,55 \text{ кг/мин}$$

$$\text{Итого} \dots \Sigma E = 54,2 \text{ кг/мин}$$

Поверхность нагрева корпусов составляет $F_1 = F_2 = F_3 = 80 \text{ м}^2$, а всего 240 м^2 , что на 7,5% меньше, чем по расчету в примере 5-10. Следует заметить, что уменьшение поверхности нагрева корпусов здесь непосредственно связано с увеличением суммарного пароотбора.

Сравнивая различные способы распределения суммарной полезной разности температур по корпусам выпарной установки, можно сделать следующие выводы:

1. Целесообразнее всего распределять полезную разность температур, исходя из условия построения выпарной установки с одинаковыми корпусами, что значительно облегчает и упрощает монтаж установки, ее обслуживание и ремонт.

2. В отдельных случаях, когда выпарной установке с одинаковыми корпусами соответствует неприемлемый по технологическим условиям температурный режим, распределение полезных разностей температур следует производить по заранее выбираемым значениям температур вторичных паров по отдельным корпусам.

3. Распределение полезных разностей температур с соблюдением условия минимума суммарной поверхности нагрева корпусов не имеет практического значения; расхождение с другими вариантами при этом находится в пределах точности значений

коэффициентов теплопередачи, определяемых аналитическим путем (не более 10%).

При этом проектирование выпарных установок с минимальной общей поверхностью нагрева корпусов приводит либо к необходимости установки разнородных аппаратов, либо к вынужденному пароотбору, что обычно не согласуется с фактическими потребностями предприятия.

5-13. МЕТОДИКА ПРОЕКТНЫХ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Все необходимые для тепловых расчетов выпарных установок материалы рассмотрены в предыдущем изложении. Здесь остается обобщить их применительно к задачам и содержанию проектных расчетов.

При проектировании многокорпусной выпарной установки следует стремиться к соблюдению следующих основных условий:

1) обеспечению наибольшей экономичности выпарной установки, что достигается снижением потерь пара на конденсатор за счет максимального использования отбора вторичных паров и перехода к схемам выпарных установок под давлением;

2) обеспечению достаточной устойчивости тепловой работы выпарной установки в условиях накипеобразования, что достигается соблюдением оптимальных напряжений поверхности нагрева корпусов.

При проектировании температурного режима желательно по возможности осуществлять выпарные установки с одинаковыми корпусами.

Проектный тепловой расчет многокорпусной выпарной установки рекомендуется выполнять в такой последовательности:

1. Установление температурного режима выпарной установки по методике, изложенной в § 5-12. В результате этого расчета среди других величин определяются полезные разности температур Δt_i по корпусам.

2. Определение нагрузки корпусов выпарной установки и распределение общего количества выпариваемой воды по корпусам.

3. Определение коэффициентов теплопередачи по отдельным корпусам по методике, изложенной в § 5-10.

4. Расчет поверхности нагрева отдельных корпусов по общей формуле (5-2):

$$F_i = \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i}.$$

При вычислении коэффициентов теплопередачи необходимо предварительно задаваться значениями тепловых напряжений (q_F , ккал/м² час) поверхности нагрева по отдельным корпусам

с последующей проверкой предварительно выбранных величин. Расчет здесь проводится, таким образом, по методу последовательных приближений, причем, имея в виду ограниченную точность отдельных разделов теплового расчета выпарных установок, дающую погрешность в общем до $\pm 10\%$, можно считать допустимым и расхождение значений q_F в таких же пределах.

Расчеты несколько облегчаются и становятся более наглядными при использовании графоаналитических приемов вычислений. В данном случае можно рекомендовать составление на основе расчетных данных графиков значений полезных разностей температур Δt для отдельных корпусов выпарной установки в зависимости от тепловых напряжений q_F поверхности нагрева, т. е. графиков $\Delta t = f(q_F)$. Эти графики могут быть названы нагрузочными характеристиками отдельных корпусов установки.

После расчета и построения графиков нагрузочных характеристик легко определить значения тепловых напряжений корпусов, соответствующих имеющимся располагаемым полезным разностям температур. При наличии обоснованных данных об оптимальных напряжениях корпусов необходимо увязывать с ними получаемые результаты.

Пример расчета выпарной установки с использованием графиков нагрузочных характеристик корпусов приводится ниже.

Пример 5-11. Рассчитать выпарную установку содового завода производительностью по твердому каустик (NaOH) $A = 16,5 \text{ т/час}$ при следующих данных:

- 1) система выпарной установки — трехкорпусная под разрежением;
- 2) удельное количество раствора, поступающего на выпаривание,

$$S = 3500 \text{ кг/т};$$

- 3) концентрация раствора:

$$\text{начальная } b = 28\%;$$

$$\text{конечная } B = 60\%;$$

- 4) количество отбираемых вторичных паров (для предварительного подогревания раствора)

$$E_1 = 240 \text{ кг/т}; \quad E_2 = 320 \text{ кг/т};$$

- 5) система выпарных аппаратов — вертикальные трубчатые с многократной естественной циркуляцией;

$$\text{длина трубок } l = 2,5 \text{ м, диаметр } d = 33,38 \text{ мм};$$

- 6) температура насыщения свежего пара

$$\text{при } p = 12 \text{ атм}; \quad T_1 = 187^\circ \text{ С};$$

- 7) то же пара в конденсаторе

$$\text{при вакууме } 68 \text{ см рт. ст.}; \quad T_x = 45^\circ \text{ С}.$$

Раствор поступает на выпаривание подогретым до температуры кипения в 1-м корпусе, $c = 0,9 \text{ ккал/кг град}$ (принципиальная схема установки приведена на фиг. 5-13).

1. Установление температурного режима выпарной установки

а) Определение температурных потерь при выпаривании

Температурную депрессию по корпусам вычислим по методике, изложенной в § 5-11 в зависимости от средней концентрации раствора и температуры (давления) вторичных паров.

На основании предварительных расчетов примем среднюю концентрацию раствора для 1-го корпуса $b_{1cp} = 32\%$ и температуру вторичного пара 150° С .

Пользуясь числовыми данными табл. 5-4 и 5-3, находим:

$$\text{нормальная депрессия } \delta_{n1} = 19,2^\circ \text{ С};$$

$$\text{поправка на температуру } \eta_1 = 1,33.$$

Следовательно, расчетная депрессия

$$\delta_1 = 19,2 \cdot 1,33 = 25,5^\circ \text{ С}.$$

Поправка на гидростатическое давление столба кипящей жидкости ($\Delta p \approx 0,05 \text{ атм}$) составляет здесь около $0,5^\circ \text{ С}$. Примем окончательно поэтому $\delta_1 = 26^\circ \text{ С}$.

Снижение температуры пара в паропроводе примем $\delta_1 = 1^\circ \text{ С}$.

Выполняя аналогичные вычисления для других корпусов, получаем следующие данные:

Название величин	Обозначения	Корпуса			Итого
		1	2	3	
Расчетная концентрация раствора	$b, \%$	32	42	54	—
Температура вторичного пара	$\theta, ^\circ \text{ С}$	150	110	45	—
Нормальная депрессия	$\delta_n, ^\circ \text{ С}$	19,2	30,8	49,0	—
Поправка на температуру	η	1,33	1,07	0,69	—
Расчетная депрессия с учетом поправки на гидростатическое давление	$\delta, ^\circ \text{ С}$	26	34	38	98
Снижение температуры пара в паропроводе	$\delta, ^\circ \text{ С}$	1	1	2	4

б) Распределение полезной разности температур по корпусам

Суммарная полезная разность температур по формуле (5-11)

$$\Sigma \Delta t = (187 - 45) - (98 + 4) = 40^\circ \text{ С}.$$

Распределим эту величину по корпусам, исходя из условия получения выпарной установки с одинаковыми поверхностями нагрева корпусов.

Примем предварительно следующие числовые соотношения для тепловых нагрузок корпусов и коэффициентов теплопередачи:

$$Q_1 : Q_2 : Q_3 = 1 : 0,65 : 0,3;$$

$$k_1 : k_2 : k_3 = 1 : 0,45 : 0,175.$$

Тогда по формулам (5-56) получаем:

$$x_2 = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_2} = \frac{0,65}{0,45} = 1,4;$$

$$x_3 = \frac{Q_3}{Q_1} \cdot \frac{k_1}{k_3} = \frac{0,3}{0,175} = 1,7.$$

Следовательно,

$$\Delta t_1 = \frac{40}{1 + 1,4 + 1,7} = 9,5^\circ \text{C};$$

$$\Delta t_2 = x_2 \cdot \Delta t_1 = 1,4 \cdot 9,5 = 13,5^\circ;$$

$$\Delta t_3 = x_3 \cdot \Delta t_1 = 1,7 \cdot 9,5 = 17^\circ \text{C}.$$

На основании полученных по расчету данных составляем следующую таблицу температурного режима выпарной установки:

Название величин	Обозначения	Корпуса		
		1	2	3
Температура первичного пара	T	187	150,5	102
Температура кипения раствора	t	177,5	137	85
Температура вторичного пара	θ	151,5	103	47
Полезная разность температур	Δt	9,5	13,5	17

Этим данным соответствуют следующие встречающиеся в дальнейших вычислениях величины (в ккал/кг):

Название величин	Обозначения	Корпуса		
		1	2	3
Теплосодержание первичного пара	λ	665	656	643
Теплосодержание вторичного пара	i	663	654	618
Теплосодержание конденсата	τ	185	148	100

2. Определение нагрузки корпусов

Общее количество выпариваемой воды

$$W = S \left(1 - \frac{b}{B} \right) = 3500 \left(1 - \frac{28}{60} \right) = 1860 \text{ кг/т}.$$

Распределение выпаренной воды по корпусам выполним по методу с учетом тепловых потерь, имея в виду здесь значительное влияние самоиспарения и дополнительные тепловые потери, связанные с эффектом дегидратации выпаривания или обезвоживания. Примем коэффициенты тепловых потерь по корпусам $\Delta_i = 0,9$.

Коэффициенты самоиспарения определяются по формуле

$$\beta_i = \frac{t_{i-1} - t_i}{t_i - t_i}.$$

Для отдельных корпусов находим:

$$\beta_1 = \frac{177,5 - 177,5}{663 - 177,5} = 0;$$

$$\beta_2 = \frac{177,5 - 137}{654 - 137} = 0,07;$$

$$\beta_3 = \frac{137 - 85}{618 - 85} = 0,10.$$

Далее, в соответствии с методикой, изложенной в § 5-6, получаем:

для 1-го корпуса

$$W_1 = [D_1 + Sc\beta_1] \cdot 0,9 = D_1 \cdot 0,90; \quad (a)$$

для 2-го корпуса

$$D_2 = W_1 - E_1 = D_1 \cdot 0,90 - 240;$$

$$W_2 = [D_2 + (Sc - W_1)\beta_2] \Delta_2 = [D_1 \cdot 0,90 - 240 + (3500 \cdot 0,9 - D_1 \cdot 0,90) \cdot 0,07] \cdot 0,9 = D_1 \cdot 0,76 - 20; \quad (б)$$

для 3-го корпуса

$$D_3 = W_2 - E_2 = D_1 \cdot 0,76 - 440;$$

$$W_3 = [D_3 + (Sc - W_2)\beta_3] \Delta_3 = [D_1 \cdot 0,76 - 440 + (3500 \cdot 0,9 - D_1 \cdot 1,66 + 20) \cdot 0,10] \cdot 0,9 = D_1 \cdot 0,52 - 60. \quad (в)$$

Суммарные расчетные коэффициенты по соотношениям (а), (б) и (в):

$$A = 0,90 + 0,76 + 0,52 = 2,18;$$

$$B = 0 - 20 - 60 = -80.$$

Расход пара на 1-й корпус

$$D_1 = \frac{W - B}{A} = \frac{1860 + 80}{2,18} = 890 \text{ кг/т}.$$

Количество воды, выпариваемой на отдельных корпусах:

$$W_1 = D_1 \cdot 0,90 = 800 \text{ кг/т}$$

$$W_2 = D_1 \cdot 0,76 - 20 = 660 \text{ кг/т}$$

$$W_3 = D_1 \cdot 0,52 - 60 = 400 \text{ кг/т}$$

$$\text{Итого . . . } W = 1860 \text{ кг/т}$$

Количество первичного пара по корпусам:

$$D_1 = 890 \text{ кг/т};$$

$$D_2 = W_1 - E_1 = 560 \text{ кг/т};$$

$$D_3 = W_2 - E_2 = 240 \text{ кг/т}.$$

Тепловые нагрузки корпусов определим по формуле

$$Q_i = D_i (\lambda_i - \tau_i):$$

$$Q_1 = 890 (665 - 185) = 432000 \text{ ккал/т};$$

$$Q_2 = 560 (656 - 148) = 283000 \text{ ккал/т};$$

$$Q_3 = 240 (643 - 100) = 130000 \text{ ккал/т}.$$

$Q_1:Q_2:Q_3 = 1:0,65:0,3$, что хорошо согласуется с предварительно выбранным соотношением.

3. Определение коэффициентов теплопередачи

Коэффициенты теплопередачи по корпусам определяем по методике, изложенной в § 5-10.

В качестве вспомогательных данных здесь необходимы значения расчетных концентраций раствора. Пользуясь формулой (5-14), находим конечные концентрации раствора по корпусам:

$$B_1 = \frac{3500 \cdot 28}{3500 - 800} = 36\%$$

$$B_2 = \frac{3500 \cdot 28}{3500 - (800 + 660)} = 48\%$$

$$B_3 = B = 60\%$$

Этим данным соответствуют средние значения концентрации раствора:

$$B_{1cp} = 0,5(28 + 36) = 32\%$$

$$B_{2cp} = 0,5(36 + 48) = 42\%$$

$$B_{3cp} = 0,5(48 + 60) = 54\%$$

сопадающие со значениями, использованными ранее при вычислении температурной депрессии.

Необходимые для вычислений коэффициентов теплопередачи расчетные коэффициенты сведены в следующую таблицу:

Название и обозначение величин	Корпуса		
	1	2	3
Температура конденсата t_k , °C	185	148	100
Расчетный коэффициент $A_1 \cdot 10^{-3}$ (по фиг. 2-29)	318	303	273
Температура кипения раствора t , °C	177,5	137	85
Концентрация раствора, %	36	48	60
Расчетный коэффициент A_2 (по фиг. 5-19)	8,5	4,0	2,0

Вычисленные значения коэффициентов теплопередачи приведены ниже в таблице по расчету нагрузочных характеристик корпусов.

4. Расчет и построение нагрузочных характеристик корпусов

Расчетные данные, необходимые для построения нагрузочных характеристик $\Delta t = f(q_F)$ для всех корпусов, сведены в таблицу на стр. 279.

Соответствующие этим данным графики нагрузочных характеристик корпусов построены на фиг. 5-26.

Пользуясь графиком нагрузочной характеристики, находим, что для 1-го корпуса выпарной установки значению $\Delta t_1 = 9,5^\circ\text{C}$ соответствует тепловое напряжение $q_{F1} = 12800 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$, а следовательно, коэффициент теплопередачи

$$k_1 = \frac{q_{F1}}{\Delta t_1} = \frac{12800}{9,5} = 1350 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Обозначения величин	1-й корпус			2-й корпус			3-й корпус		
	$A_1=318\ 000$ $A_2=10,0$			$A_1=303\ 000$ $A_2=4,0$			$A_1=273\ 000$ $A_2=2,0$		
q_F , ккал/м ² час	5 000	10 000	20 000	5 000	7 500	15 000	2 500	5 000	7 500
$(q_F - 1)^{1/2}$	23,1	27,2	36,8	23,1	26,5	33,4	18,4	20,1	26,5
a_1 , ккал/м ² час град	13 700	10 900	8 600	13 000	11 300	9 000	15 000	11 900	10 400
$q_F^{0,6}$	167	250	380	167	210	320	110	167	210
a_2 , ккал/м ² час град	1400	2 100	3 230	670	840	1 280	220	330	420
$R_1 \cdot 10^6$	75	90	115	75	90	110	65	85	95
$R_{ст} \cdot 10^6$	50	50	50	50	50	50	50	50	50
$R_2 \cdot 10^6$	715	475	310	1 495	1 190	780	4 540	3 030	2 380
$R_3 \cdot 10^6$	840	615	475	1 620	1 330	940	4 645	3 145	2 525
b_0 , ккал/м ² час град	1 190	1 630	2 100	620	750	1 070	215	320	395
ϵ (фиг. 5-23)	0,91	0,82	0,65	0,87	0,81	0,63	0,88	0,75	0,65
k , ккал/м ² час град	1 100	1 350	1 400	550	600	650	220	240	260
$\Delta t = \frac{q_F}{k}$, °C	4,5	7,4	14,3	9,1	12,5	23,0	11,3	20,8	28,8

Аналогичным образом находим:

$$k_2 = \frac{8\ 300}{13,5} = 620 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

$$k_3 = \frac{3\ 800}{17} = 230 \text{ ккал/м}^2 \text{ час град.}$$

Полученные значения коэффициентов теплопередачи находятся в соотношении:

$$k_1:k_2:k_3 = 1:0,46:0,17,$$

что удовлетворительно согласуется с ранее принятыми в расчете величинами.

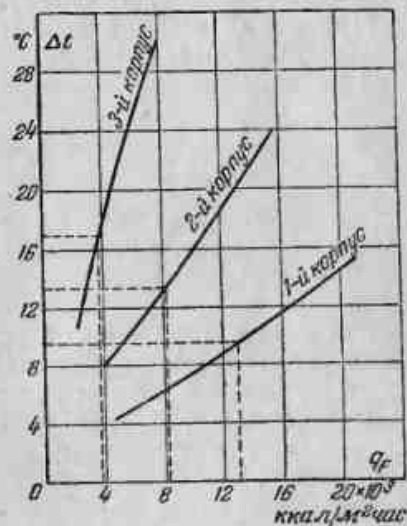
5. Определение поверхности нагрева корпусов

Поверхность нагрева корпуса определим по формуле

$$F_i = A \frac{Q_i}{k_i \Delta t_i} \text{ м}^2,$$

где A — производительность завода, т/час;

Q_i — удельные тепловые нагрузки корпусов, ккал/т.



Фиг. 5-26. Нагрузочные характеристики корпусов трехкорпусной установки для выпаривания раствора (к расчетному примеру 5-11).

На основании полученных выше данных имеем:

$$F_1 = 16,5 \frac{432\,000}{1\,350 \cdot 9,5} = 560 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = 16,5 \frac{283\,000}{620 \cdot 13,5} = 560 \text{ м}^2;$$

$$F_3 = 16,5 \frac{130\,000}{230 \cdot 17} = 560 \text{ м}^2.$$

По расчету получаем выпарную установку с одинаковыми корпусами общей поверхностью нагрева 1 680 м².

5-14. МЕТОДИКА ПОВЕРОЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ РАСЧЕТОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Поверочные тепловые расчеты относятся к работающим в заводских условиях выпарным установкам и имеют своей задачей установление оптимального режима работы установки в определенных условиях. В этом состоит нормирование работы тепловых устройств. При нормировании работы выпарных установок основной задачей следует считать установление оптимального температурного режима в связи с исходными данными об общей нагрузке установки, пароотборе и размерах отдельных корпусов.

При этом наиболее существенным является достижение равенства располагаемой и потребной суммарных полезных разностей температур:

$$\sum \Delta t_p = \sum_1^n \Delta t'_i,$$

при котором, кроме того, удовлетворяются требования технологического режима, достигается достаточная экономичность установки и обеспечивается рациональное использование вторичных паров.

Как видим, оптимальный режим работы выпарных установок имеет индивидуальный характер и должен изменяться в зависимости от условий работы установки (система пароотбора, размеры корпусов и т. п.). Поэтому поверочные расчеты должны сопровождаться тщательным анализом получаемых результатов и выполняться по возможности в нескольких вариантах, что позволяет обоснованно выбрать оптимальный режим в данных условиях.

Выполнение поверочных расчетов значительно облегчается при наличии данных об оптимальных напряжениях поверхности нагрева корпусов, поскольку, как отмечалось выше, соблюдение оптимальных напряжений непосредственно связано с поддержанием оптимального температурного режима.

Если напряжения поверхности нагрева корпусов выражены в тепловых единицах (q_F ккал/м² час), то условие установившейся работы выпарной установки принимает вид:

$$(T_1 - T_2) - \left(\sum_1^n \vartheta_i + \sum_1^n \delta_i \right) = \sum_1^n \frac{q_{Fi}}{k_i}. \quad (5-63)$$

Нетрудно перейти от тепловых напряжений к весовым напряжениям ($U = \frac{q_F}{r}$ кг/м² час), что в некоторых случаях представляет практические удобства.

При наличии данных об оптимальных напряжениях корпусов поверочные расчеты выпарных установок можно разделить на предварительные и уточненные, взаимно дополняющие друг друга.

Задачами предварительного расчета выпарной установки являются:

а) определение расхода пара на выпарную установку при данной схеме пароотбора;

б) выбор компоновки установки, обеспечивающей соблюдение оптимальных напряжений на отдельных ее корпусах.

При этом для достижения оптимальных напряжений по корпусам следует иметь в виду для повышения производительности установки возможности изменения пароотбора и перестановку корпусов (см., например, приведенные ниже числовые расчеты).

Задачей уточненного расчета выпарной установки является установление температурного режима, удовлетворяющего соотношению (5-63) или, что то же, запасу производительности

$$a = \frac{\sum \Delta t_p}{\sum_1^n \Delta t_i} = 1. \quad (5-64)$$

Если предварительный расчет (при наличии данных об оптимальных напряжениях корпусов) выполнен в полном объеме вплоть до выбора рациональной компоновки установки, то уточненный расчет достаточно провести для этого варианта компоновки.

Если данные по оптимальным напряжениям корпусов отсутствуют, то уточненный расчет установки следует выполнить для нескольких вариантов (при различных пароотборах и компоновках), что, конечно, несколько усложняет эти расчеты.

При выполнении поверочных расчетов важное значение имеет анализ получаемых результатов, который следует рассматривать как средство для выбора нормального режима работы выпарной

установки в данных условиях ($a = 1$). Соответствующие мероприятия в каждом случае имеют свои частные особенности, и поэтому здесь можно привести только некоторые общие рекомендации.

При избыточном запасе производительности ($a > 1$) следует предусмотреть дросселирование пара, поступающего на 1-й корпус, или пара, направляемого на конденсатор (установление ухудшенного вакуума). Эти меры следует использовать и при чистой поверхности нагрева корпусов, постепенно уменьшая дросселирование по мере загрязнения поверхности нагрева накипью или осадком.

При недостаточной производительности выпарной установки ($a < 1$), помимо повышения суммарной располагаемой полезной разности температур $\Sigma \Delta t_p$, можно рекомендовать:

а) уменьшение общего количества выпариваемой воды путем рационализации технологических процессов до выпаривания;

б) общее увеличение или внутреннее изменение паротбора с выпарной установки (в большинстве случаев целесообразно усиливать паротбор с последних корпусов);

в) перестановку корпусов установки (с целью приближения напряжений корпусов к оптимальным);

г) частичное изменение схемы выпарной установки (например, путем изменения числа корпусов);

д) сокращение сроков между очистками поверхности нагрева корпусов и переход на очистку „на ходу“.

В отдельных случаях приходится также решать вопрос об установке дополнительных поверхностей нагрева.

Пример 5-12. Рассчитать четырехкорпусную выпарную установку под ухудшенным вакуумом для сахарного завода при следующих данных:

1. Производительность завода (по свекле) $A = 10\,000$ $q/сутки$;

2. Количество сока на выпаривание $S = 120$ $кг/ч$;

концентрация сока $b = 15\%$;

концентрация сиропа $B = 65\%$.

3. Температура насыщения острого пара (при давлении 2,2 $атм$) $T_1 = 135^\circ C$; то же пара в конденсаторе (при разрежении 30 $см$ рт. ст.) $T_2 = 85^\circ C$.

4. Температурные потери по корпусам:

Характер температурных потерь	Корпус				Итого
	1	2	3	4	
Депрессия $\theta_k, ^\circ C$	0,5	1,5	2,5	3,5	8,0
Снижение температуры в паропроводах	1	1	1	1	4

5. Характеристика установленных аппаратов (вертикальные трубчатые с многократной естественной циркуляцией, трубы стальные):

Корпус	Диаметр трубок, мм	Длина трубок, мм	Поверхность нагрева, $м^2$
1а	30/33	3 000	700
1б	30/33	1 800	250
2	30/33	3 000	500
3	30/33	3 000	500
4	30/33	1 400	150

6. Паротбор (удельные количества пара, $кг/ч$):

Название потребителей	E_1	E_2	E_3	E_4
Диффузия	7,5	—	—	—
Подогрев сырого сока	—	10,0	—	—
Подогрев сатурационного сока	—	8,5	—	—
Подогрев сока перед выпариванием	5,0	—	—	—
Сборники сиропа и паток	1,5	—	—	—
Вакуум-аппарат I продукта	12,5	—	—	—
Вакуум-аппарат II продукта	2,0	—	—	—
Прочие расходы	1,0	—	—	—
Итого	29,5	18,5	—	—

Итого суммарный паротбор $\Sigma E = 48,0$ $кг/ч$.

7. При оценке условий работы выпарной установки следует иметь в виду следующие ориентировочные данные по оптимальным напряжениям корпусов (для четырехкорпусной установки):

1-й корпус $U = 30 - 40$ $кг/м^2 \text{ час}$;

2-й корпус $U = 14 - 18$ $кг/м^2 \text{ час}$;

3-й корпус $U = 10 - 15$ $кг/м^2 \text{ час}$;

4-й корпус $U = 6 - 9$ $кг/м^2 \text{ час}$.

А. Предварительный расчет выпарной установки

1. Определение расхода пара и нагрузок корпусов

а) Общее количество выпаренной воды

$$W = S \left(1 - \frac{b}{B} \right) = 120 \left(1 - \frac{15}{65} \right) = 92 \text{ кг/ч.}$$

б) Расход пара на выпарную установку (при условии подогрева сока до температуры кипения на 1-м корпусе), вследствие того что тепло самонагрева здесь мало отличается от потерь тепла в окружающую среду, определим по простейшему методу:

$$D_1 = W_1 = \frac{W}{4} + \frac{3}{4} E_1 + \frac{2}{4} E_2 + \frac{1}{4} E_3 = \\ = \frac{92,0}{4} + \frac{3}{4} \cdot 29,5 + \frac{2}{4} 18,5 = 54,4 \text{ кг/ц.}$$

в) Удельная нагрузка отдельных корпусов составляет:

$$D_1 = W_1 = 54,4 \text{ кг/ц} \\ D_2 = W_2 = W_1 - E_1 = 24,9 \text{ кг/ц} \\ D_3 = W_3 = W_2 - E_2 = 6,4 \text{ кг/ц} \\ D_4 = W_4 = W_3 - E_3 = 6,4 \text{ кг/ц} \\ \text{Итого . . . } W = 92,1 \text{ кг/ц}$$

2. Определение напряжений поверхности нагрева корпусов

Весовые напряжения поверхности нагрева корпусов определим по формуле

$$U = \frac{Aw}{24F} \text{ кг/м}^2 \text{ час.}$$

Для 1-го корпуса при $W_1 = 54,4 \text{ кг/ц}$ и $F_1 = 700 + 250 = 950 \text{ м}^2$ находим:

$$U_1 = \frac{10\,000 \cdot 54,4}{24 \cdot 950} = 23,7 \text{ кг/м}^2 \text{ час.}$$

Выполняя аналогичные вычисления для всех корпусов выпарной установки, получаем следующие данные:

Корпуса	1	2	3	4
Нагрузка корпуса W_b , кг/ц	54,4	24,9	6,4	6,4
Поверхность нагрева F_b , м ²	950	500	500	150
Весовое напряжение U_b , кг/м ² час	23,7	20,7	5,3	17,8

Сравнивая полученные результаты с приведенными выше среди исходных данных ориентировочными значениями оптимальных напряжений корпусов, приходим к следующим выводам:

а) Напряжения всех корпусов находятся вне пределов оптимальных значений.

б) 1-й и 3-й корпуса недогружены, что является следствием нарушенного паротбора и, частично, несколько завышенной поверхности нагрева 1-го корпуса.

в) 4-й корпус значительно перегружен, что вызвано главным образом его малой поверхностью нагрева ($F_4 = 150 \text{ м}^2$).

3. Выбор мероприятий по улучшению работы выпарной установки

На основании приведенных выше данных целесообразно осуществить изменение паротбора и перестановку корпусов.

а) Изменение паротбора

В соответствии с типовыми рациональными схемами сахарного производства следует:

обогреть диффузию производить паром 3-го корпуса;
подогревать сырой сок в двух группах: частично паром 4-го и частично—3-го корпусов.

При этом получаем:

$$E_4 = 5 \text{ кг/ц;} \\ E_3 = 7,5 + 5,0 = 12,5 \text{ кг/ц.}$$

При отсутствии потерь пара на конденсатор необходимо соблюсти следующие соотношения (см. формулы в табл. 5-2):

$$E_2 = 92 - 48 - 2 \cdot 12,5 - 3 \cdot 5 = 4 \text{ кг/ц;}$$

$$E_1 = 48 - (4 + 12,5 + 5) = 26,5 \text{ кг/ц.}$$

Этим данным соответствует паротбор в таком виде:

Название потребителей	E_1	E_2	E_3	E_4
Диффузия	—	—	7,5	—
Подогрев сырого сока	—	—	5,0	5,0
Подогрев сатурационного сока	4,5	4,0	—	—
Подогрев сока перед выпариванием	5,0	—	—	—
Сборники сиропа и патока	1,5	—	—	—
Вакуум-аппарат I продукта	12,5	—	—	—
Вакуум-аппарат II продукта	2,0	—	—	—
Прочие расходы	1,0	—	—	—
Итого	26,5	4,0	12,5	5,0

б) Перестановка корпусов

В рассматриваемом случае представляется возможным уменьшить поверхность 1-го корпуса, оставив один аппарат вместо двух с $F_1 = 700 \text{ м}^2$, и увеличить поверхность нагрева 4-го корпуса. Если в качестве 4-го корпуса использовать имеющийся свободный аппарат 1-го корпуса ($F_4 = 250 \text{ м}^2$), то

прежний 4-й корпус (150 м²) может быть из работы выключен; он остается запасным. Общая поверхность нагрева установки при этом уменьшается до 2 100 — 150 = 1 950 м².

4. Расчет выпарной установки при изменении пароотбора и перестановке корпусов

Расход пара на выпарную установку по аналогии с предыдущим составит:

$$D_1 = W_1 = \frac{92}{4} + \frac{3}{4} \cdot 26,5 + \frac{2}{4} \cdot 4,0 + \frac{1}{4} \cdot 12,5 = 48,0 \text{ кг/ц.}$$

Удельное количество выпариваемой воды по отдельным корпусам:

$$W_1 = 48,0 \text{ кг/ц}$$

$$W_2 = 48,0 - 26,5 = 21,5 \text{ кг/ц}$$

$$W_3 = 21,5 - 4,0 = 17,5 \text{ кг/ц}$$

$$W_4 = 17,5 - 12,5 = 5,0 \text{ кг/ц}$$

$$\text{Итого . . . } W = 92,0 \text{ кг/ц}$$

Напряжения поверхности нагрева корпусов при этом характеризуются следующими данными:

Корпуса	1	2	3	4
Удельная нагрузка W_i , кг/ц	48,0	21,5	17,5	5,0
Поверхность нагрева F_i , м ²	700	500	500	250
Напряжение поверхности нагрева U_i , кг/м ² час	28,5	17,9	14,5	8,3

Полученные результаты показывают, что при изменении условий работы выпарной установки напряжения поверхности нагрева всех корпусов находятся в пределах оптимальных. Это обстоятельство создает необходимые предпосылки к нормальной работе установки, что, однако, следует проверить путем выполнения уточненного расчета.

Б. Уточненный расчет выпарной установки

1. Определение коэффициентов теплопередачи по корпусам

Коэффициенты теплопередачи определим по методике, изложенной в § 5-10, пользуясь соотношением

$$k = \varphi k_0 = \frac{\varphi}{R_1 + R_{cm} + R_2} = \frac{\varphi}{R_0}$$

Расчет частных термических сопротивлений R_1 и R_2 выполним, пользуясь соотношениями, включающими весовые (а не тепловые) напряжения поверхности нагрева, при условии что тепло испарения для каждого корпуса приближенно составляет:

$$r_i = \lambda_i - \tau_i \approx 540 \text{ ккал/кг.}$$

Для рассмотренного выше варианта работы выпарной установки с соблюдением оптимальных напряжений поверхности нагрева корпусов получаются следующие данные (см. таблицу):

Обозначение величины	Корпуса			
	1	2	3	4
U , кг/м ² час	28,5	17,9	14,5	8,3
t_k , °C	130	120	110	100
$A'_1 \cdot 10^{-3}$ (фиг. 5-15)	36,0	35,3	34,5	33,0
b , %	25	35	55	65
t , °C	125	115	105	90
A_2 (фиг. 5-20)	550	450	300	190
$(U)^{1/3}$	4,4	3,8	3,5	2,4
$U^{0,6}$	7,5	5,6	5,0	3,5
$R_1 \cdot 10^6$	120	110	100	130
$R_{cm} \cdot 10^6$	30	30	30	30
$R_2 \cdot 10^6$	240	400	670	1 500
$R_0 \cdot 10^6$	390	540	800	1 630
φ (фиг. 5-24)	0,85	0,75	0,65	0,75
k , ккал/м ² час град	2 200	1 400	800	450

2. Определение полезных разностей температур и запаса производительности установки

Потребную полезную разность температур определим по формуле

$$\Delta t_i = \frac{r U_i}{k_i}$$

Для 1-го корпуса при $U_1 = 28,5$ кг/м² час и $k = 2 200$ ккал/м² час град ($r = 540$ ккал/кг) находим:

$$\Delta t_1 = \frac{540 \cdot 28,5}{2 200} = 7^\circ \text{ C.}$$

Для последующих корпусов аналогично получаем:

$$\Delta t_2 = 7^\circ \text{ C}; \Delta t_3 = 10^\circ \text{ C}; \Delta t_4 = 10^\circ \text{ C.}$$

Суммарная потребная разность температур

$$\sum_{i=1}^4 \Delta t_i = 7 + 7 + 10 + 10 = 34^\circ \text{ C.}$$

С учетом температурных потерь на основании формулы (5-11) находим суммарную располагаемую полезную разность температур:

$$\Sigma \Delta t_p = (135 - 85) - (8 + 4) = 38^\circ \text{ C.}$$

Запас производительности составит:

$$a = \frac{\Sigma \Delta t_p}{\sum_{i=1}^4 \Delta t_i} = \frac{38}{34} = 1,12,$$

что указывает на надежность принятого в расчете режима.

Для достижения устойчивой работы ($a=1$) можно предусмотреть некоторое дросселирование греющего 1-й корпус пара до $T_1' = 132,5^\circ \text{C}$ и дросселирование вторичного пара 4-го корпуса до $\theta_4 = 87,5^\circ \text{C}$. Оба этих обстоятельства создают в работе выпарной установки некоторый эксплуатационный резерв.

3. Температурный режим выпарной установки

На основании полученных результатов при помощи формул, приведенных в § 5-11, находим следующие данные по температурному режиму выпарной установки:

Название величины	Обозначение	Корпуса			
		1	2	3	4
Температура первичного пара	T_1	132,5	124	114,5	101
Полезная разность температур	Δt_i	7	7	10	10
Температура кипения раствора	t_i	125,5	117	104,5	91
Температура вторичного пара	θ_i	125	115,5	102	87,5

Эти данные соответствуют средним эксплуатационным условиям работы корпусов при загрязненной поверхности нагрева.

Соответственно полученным результатам, удовлетворяющим условиям использования пароготова, в надсоковом пространстве отдельных корпусов при $B=750$ мм рт. ст. должно иметь место:

- в 1-м корпусе давление 1,35 *атм*;
- во 2-м корпусе давление 0,75 *атм*;
- в 3-м корпусе давление 0,15 *атм*;
- в 4-м корпусе разрежение 26 *см* рт. ст.

В случае отсутствия данных об оптимальных напряжениях поверхности нагрева корпусов необходимо вычислить коэффициенты теплопередачи, полезные разности температур по корпусам и запас производительности установки для различных вариантов. Так, например, для принятых выше исходных данных при нарушенном пароготова получаются такие результаты:

Обозначение величины	Корпуса			
	1	2	3	4
$U_i, \text{ккал/м}^2\text{час}$	23,7	20,7	5,3	17,8
$k_i, \text{ккал/м}^2\text{час град}$	2 400	1 400	600	360
$\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	5,5	8,0	5,0	26,5

и далее:

$$\sum_1^4 \Delta t_i = 5,5 + 8 + 5 + 26,5 = 45^\circ \text{C};$$

$$a = \frac{38}{45} = 0,85,$$

что указывает на неудовлетворительность этого режима.

4. Заключительные замечания и выводы

Сопоставление результатов выполненных выше расчетов позволяет сделать следующие выводы:

1. Изменение пароготова существенно влияет на работу выпарной установки. В рассмотренном примере расход пара на установку уменьшился при наладке ее работы от 54,4 до 48,0 *кг/ц*, или на 12%, причем одновременно был достигнут требуемый запас производительности (производительность установки увеличилась на 15—20%).

2. Перестановка корпусов позволяет полнее использовать имеющееся оборудование, причем при рациональной компоновке установки лучших результатов можно иногда достичь даже при некотором уменьшении суммарной поверхности нагрева корпусов.

3. Предварительным признаком упорядочения работы выпарной установки можно считать соблюдение оптимальных напряжений поверхности нагрева отдельных корпусов (если такие данные имеются). Уточнение этого вопроса связано с расчетом коэффициентов теплопередачи и установлением соответствующего им оптимального температурного режима.

ГЛАВА ШЕСТАЯ

ОСНОВЫ ДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

6-1. ПОСТАНОВКА ВОПРОСА И ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ. ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫПАРНЫХ УСТРОЙСТВ

Работа отдельных корпусов многокорпусных выпарных установок характеризуется рассмотренными в предыдущей главе уравнениями теплового баланса и теплообмена. В дифференциальной форме (для элемента времени $d\tau$, где величина τ выражена в сутках) можно написать:

$$dQ = r \cdot dW = 24kF\Delta t d\tau. \quad (6-1)$$

Однако с течением времени условия работы выпарной установки и ее отдельных корпусов изменяются. Значительную роль при этом играют процессы накипеобразования, вызывающие постепенное понижение коэффициентов теплопередачи по корпусам. При данной производительности выпарной установки W это обстоятельство вызывает изменение температурных условий Δt . Если поддерживать полезные разности температур по корпусам неизменными, то понижается производительность выпарной установки.

В связи с этим возникает вопрос о методике учета указанных выше изменений в расчетах. В этой главе рассматривается изменение основных характеристик тепловой работы выпарных установок с течением времени и в связи с накипеобразованием. Соответствующие расчеты можно назвать динамическими.

Динамические расчеты процессов в области химической технологии (сушка, диффузия и др.) в исследованиях советских ученых находят теперь все более значительное распространение и плодотворное применение. Такие расчеты должны способствовать изучению процессов в разнообразии их связей и в их развитии, а также должны содействовать усовершенствованию организации процессов в производственных условиях.

Область динамических расчетов выпарных установок может быть весьма обширной. Поэтому следует подчеркнуть, что здесь кратко рассматривается, как уже выше отмечалось, лишь одно

из частных направлений в этой области: изменение основных характеристик работы выпарных установок с течением времени в связи с накипеобразованием.

Среди рассмотренных в предыдущих главах основных показателей, характеризующих тепловую работу корпусов выпарной установки, отметим следующие взаимосвязанные величины:

1) полезную разность температур, потребную для работы корпуса в данных условиях, которая на основании уравнения (6-1) составляет:

$$\Delta t = \frac{rdW}{24kF d\tau} = rRU \text{ град}; \quad (6-2)$$

2) весовое напряжение поверхности нагрева, выражающее удельную паропроизводительность корпуса,

$$U = \frac{dW}{24F d\tau} \text{ кг/м}^2 \text{ час}; \quad (6-3)$$

3) термическое сопротивление теплообмену, определяемое условиями теплопередачи с учетом загрязнения поверхности нагрева в связи с накипеобразованием,

$$\frac{1}{k} = R = R_0 + R_n \text{ м}^2 \text{ час град/ккал}. \quad (6-4)$$

Величина термического сопротивления накипи R_n непрерывно изменяется с течением времени. Для выяснения характера этих изменений примем следующие допущения:

а) Объемное количество образующейся накипи пропорционально количеству выпаренной воды:

$$V_n = aW.$$

б) Накипь распределяется равномерно по всей поверхности нагрева слоем толщиной

$$\delta_n = \frac{V_n}{F}.$$

При этих допущениях получается:

$$R_n = \frac{\delta_n}{\lambda_n} = \frac{aW}{F\lambda_n} = \int_0^{\tau} \epsilon U d\tau, \quad (6-5)$$

где

$$\epsilon = \frac{24a}{\lambda_n} = \frac{24V_n}{W\lambda_n}. \quad (6-6)$$

Величину ϵ можно назвать коэффициентом накипеобразования. При принятых выше допущениях величина коэф-

коэффициента накипеобразования определяется составом выпариваемого раствора по содержащимся в нем накипеобразователям и не зависит от напряжения поверхности нагрева U и продолжительности работы τ . Надежность принятых здесь допущений должна быть проверена в различных частных случаях опытным путем.

Таким образом, уравнение (6-4) принимает вид:

$$R = R_0 + \varepsilon \int_0^{\tau} U dt. \quad (6-7)$$

Среди различных режимов работы выпарных установок наибольший интерес представляет режим при постоянных напряжениях корпусов ($U = \text{const}$). При этом режиме работа выпарной установки характеризуется устойчивой производительностью, и к осуществлению такого режима в производственных условиях следует всемерно стремиться.

Для этого режима на основании уравнений (6-2) и (6-7) для отдельных корпусов установки получается:

$$\Delta t = r(R_0 + \varepsilon U \tau) U,$$

или окончательно:

$$\Delta t = \Delta t_0 + n\tau, \quad (6-8)$$

где τ — продолжительность работы корпуса, суток.

В уравнение (6-8) входят:

а) начальная полезная разность температур (при $\tau = 0$):

$$\Delta t_0 = rR_0 U; \quad (6-8a)$$

б) приращение потребной полезной разности температур за счет влияния накипеобразования (отнесенное к единице времени)

$$n = r\varepsilon U^2 = \text{const}. \quad (6-8б)$$

Таким образом, устойчивая работа корпуса при неизменном напряжении его поверхности нагрева в условиях накипеобразования протекает при изменяющихся с течением времени полезных разностях температур. Уравнение (6-8) устанавливает характер этого изменения: величина Δt возрастает в зависимости от τ по закону прямой линии (см. фиг. 6-2).

Продолжительность устойчивой работы корпуса при заданной предельной (располагаемой) полезной разности температур Δt_p может быть названа пределом устойчивости корпуса τ_c .

Для предельных условий уравнение (6-8) принимает вид:

$$\Delta t_p = \Delta t_0 + n\tau_c,$$

откуда находим выражение для предела устойчивости корпуса:

$$\tau_c = \frac{\Delta t_p - \Delta t_0}{n}. \quad (6-9)$$

Эта величина, как видно из уравнений (6-9), (6-8a) и (6-8б), существенно зависит прежде всего от напряжения поверхности нагрева корпуса (U), влияющего и на начальные условия работы (Δt_0), и на условия накипеобразования (n). При наличии некоторого резерва в полезных разностях температур, т. е. при $\Delta t_p > \Delta t_0$, устойчивая работа корпуса может поддерживаться за счет соответствующего регулирования температурного режима.

Закономерность, выражаемая уравнением (6-8), справедлива и для многокорпусной выпарной установки в целом. В этом случае можно написать:

$$\sum_1^n \Delta t_i = \Delta t_{i1} + \Delta t_{i2} + \dots + \Delta t_{in}$$

или

$$\sum_1^n \Delta t_i = \sum_1^n \Delta t_{0i} + N\tau, \quad (6-10)$$

где $N = n_1 + n_2 + \dots + n_n$ и учитывает для всей установки влияние накипеобразования на различных корпусах установки.

Подобно предыдущему признаком устойчивой при данной производительности работы выпарной установки является условие

$$\sum_1^n \Delta t_i \leq \Sigma \Delta t_p,$$

причем знак равенства характеризует предел устойчивости работы многокорпусной выпарной установки

$$\tau_y = \frac{\Sigma \Delta t_p - \sum_1^n \Delta t_{0i}}{N}. \quad (6-11)$$

Величина τ_y при данной суммарной располагаемой полезной разности температур ($\Sigma \Delta t_p$) в основном зависит от распределения напряжений поверхности нагрева между корпусами установки, что предопределяет и условия теплопередачи на отдельных корпусах.

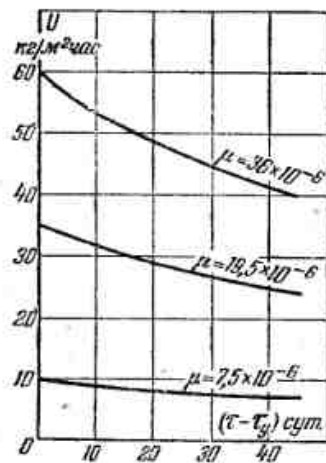
При $\tau > \tau_y$ работа выпарной установки при постоянных напряжениях корпусов становится невозможной. Суммарная полезная разность температур, достигнув своего предельного в данных

условиях значения $\sum_1^n \Delta t_i = \Sigma \Delta t_p$, остается постоянной и закономерно распределяется по отдельным корпусам установки:

$$\Delta t_1 : \Delta t_2 : \dots : \Delta t_n = \frac{U_1}{k_{1r}} : \frac{U_2}{k_2} : \dots : \frac{U_n}{k_n},$$

что справедливо при $r_i = \text{idem}$.

Работа каждого корпуса при условии $\Delta t = \text{const}$ (если пренебречь изменением величины R_0) на основании уравнений (6-2) и (6-7) характеризуется соотношением



Фиг. 6-1. Снижение весовых напряжений поверхности нагрева корпусов выпарной установки при работе их с постоянными полезными разностями температур в условиях накипеобразования.

Таким образом, здесь каждый корпус работает при непрерывно снижающихся нагрузках (фиг. 6-1), что обычно приводит к понижению производительности выпарной установки в целом. В дальнейшем рассматривается режим работы выпарных установок при постоянных напряжениях поверхности нагрева корпусов.

Кроме аналитических выражений, характеризующих работу выпарных установок, представляют интерес и графические характеристики. Среди таких характеристик прежде всего следует рассмотреть графики, выражающие соотношения между полезными разностями температур Δt и напряжениями поверхности нагрева корпусов U или продолжительностью их работы τ . Использование графических характеристик, широко распространенное в различных отраслях техники, облегчает выполнение расчетов и делает их более наглядными.

$$\int_{R_y}^R R dR = \int_{\tau_y}^{\tau} \varepsilon \frac{\Delta t}{r} d\tau$$

и окончательно:

$$\frac{1}{U^2} = \frac{1}{U_y^2} + \mu (\tau - \tau_y), \quad (6-12)$$

где $U_y = U_0$ — начальное весовое напряжение поверхности нагрева корпуса, относящееся к периоду устойчивой его работы (при $0 \leq \tau \leq \tau_y$);

$\mu = 2\varepsilon \frac{r}{\Delta t} = \text{const}$ — расчетный коэффициент, учитывающий влияние накипеобразования.

Таким образом, здесь каждый корпус работает при непрерывно снижающихся нагрузках (фиг. 6-1), что обычно приводит к понижению производительности выпарной установки в целом. В дальнейшем рассматривается режим работы выпарных установок при постоянных напряжениях поверхности нагрева корпусов.

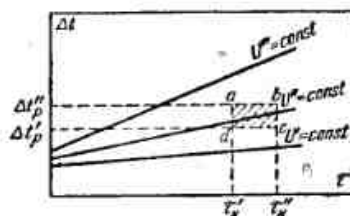
Рассмотрим два вида графических характеристик выпарных установок и их отдельных корпусов: характеристики устойчивости и нагрузочные характеристики.

1. Характеристики устойчивости корпусов соответствуют уравнению (6-8):

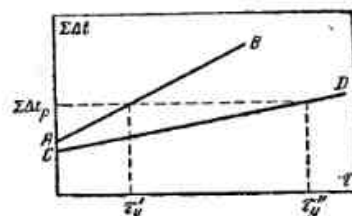
$$\Delta t = \Delta t_0 + n\tau = f(\tau)$$

при данном напряжении поверхности нагрева $U = \text{const}$.

Такие характеристики показаны на фиг. 6-2, где каждая из прямых линий относится к различным напряжениям поверхности нагрева корпуса ($U'' > U'$).



Фиг. 6-2. Характеристика устойчивости корпуса выпарной установки



Фиг. 6-3. Характеристика устойчивости многокорпусной выпарной установки.

Характеристика устойчивости имеет смысл и для многокорпусной выпарной установки в целом. В этом случае по уравнению (6-10) имеем:

$$\sum_1^n \Delta t_i = \sum_1^n \Delta t_{0,i} + N\tau = F(\tau)$$

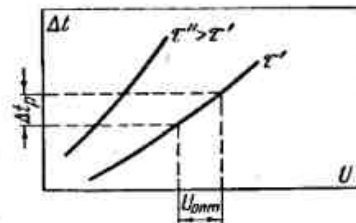
при данном распределении напряжений по отдельным корпусам.

Вид характеристики устойчивости выпарной установки показан на фиг. 6-3, где линия CD отнесена к измененным значениям напряжений по корпусам и характеризует повышенное значение предела устойчивости ($\tau'' > \tau'$) по сравнению с режимом работы, соответствующим линии AB .

2. Нагрузочные характеристики отдельных корпусов соответствуют преобразованному уравнению (6-8):

$$\Delta t = mU + lU^2 = \psi(U), \quad (6-13)$$

где $m = rR_0$ и $l = r\varepsilon$.



Фиг. 6-4. Нагрузочные характеристики корпуса выпарной установки.

Общий вид нагрузочной характеристики корпуса показан на фиг. 6-4, где каждая из линий относится к различной продолжительности работы корпуса ($\tau'' > \tau'$) в предположении, что, начиная с $\tau=0$, сохранялось принятое значение напряжения поверхности нагрева корпуса.

Основные затруднения, возникающие при выполнении динамических расчетов выпарных установок и составлении их графических характеристик, связаны с выбором числовых значений коэффициентов накипеобразования ϵ . Эти значения надежно могут быть выбраны только на основании опытных данных.

6-2. КОЭФФИЦИЕНТ НАКИПЕОБРАЗОВАНИЯ И ФАКТОРЫ, ЕГО ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ

Из приведенных выше уравнений (6-7) и (6-6) следует, что коэффициент накипеобразования ϵ определяет приращение термического сопротивления теплопередаче за счет влияния накипеобразования и характеризует химико-технологические и термические свойства образующейся накипи или осадка.

Однако в различных отраслях промышленности условия накипеобразования при выпаривании растворов оказываются резко различными. Более того, даже для одинаковых по технологической схеме промышленных предприятий эти условия нередко различны. Это обстоятельство, конечно, затрудняет получение и обработку опытных данных по накипеобразованию, но не должно служить поводом к отказу от попыток нахождения наиболее вероятных закономерностей этого сложного процесса и усредненных его числовых характеристик.

Ниже приводятся краткие сведения о коэффициентах накипеобразования при выпаривании соков на свеклосахарных заводах¹. Даже при разнообразных данных о качестве свеклы, составе воды, известкового камня и других сырьевых ресурсов сахарного производства надлежащая рациональная постановка работы заводских станций по очистке сока обычно обеспечивает поступление на выпаривание „стандартного продукта“, содержащего определенные оптимальные количества накипеобразующих веществ. Поэтому можно ставить вопрос об использовании в расчетах некоторых обобщенных средних числовых коэффициентов накипеобразования. При совершенствовании методов очистки сока эти значения будут, конечно, соответственно изменяться.

При оптимальных режимах очистки сока образование накипи при выпаривании можно рассматривать как следствие выделения твердой фазы из растворов, достигающих состояния насыщения в отношении различных накипеобразующих веществ (например,

¹ Данные эти относятся к условиям свеклосеяния и переработки свеклы в районах УССР.

кальциевых солей кремниевой кислоты, щавелевой кислоты, углекислоты и др.). Поэтому при выпаривании растворов определенного химического состава значения коэффициентов накипеобразования обусловлены главным образом предельными концентрациями раствора по содержанию сухих веществ. Этим предопределяются в основном относительное количество и качество образующейся в данных условиях накипи.

Изложенные предпосылки имеют приближенный характер. Вопрос этот нуждается в подробном комплексном экспериментальном изучении с участием специалистов химиков, технологов и теплотехников. До накопления более точных сведений можно пользоваться некоторыми ранее полученными о накипеобразовании опытными данными.

Имеющиеся опытные данные, полученные в свое время И. И. Дохленко и обобщенные затем П. И. Волковым и М. Л. Вайсманом, позволяют заключить, что числовые значения коэффициентов накипеобразования в условиях свеклосахарного производства непрерывно возрастают по мере увеличения концентрации выпариваемого раствора (а также при уменьшении его доброкачественности, т. е. отношения количества сахара в растворе к общему количеству сухих веществ).

При начальной концентрации сатурационного сока около 15% и средней доброкачественности его $D=90-93\%$ для принятой в настоящее время схемы очистки продуктов сахарного производства на основании указанных выше опытных данных нами получены приближенные числовые значения коэффициентов накипеобразования ϵ в зависимости от средней концентрации выпариваемого раствора b_{cp} на данном корпусе, приведенные в табл. 6-1

Таблица 6-1

Приближенные значения коэффициентов накипеобразования при выпаривании заводских сахарных растворов

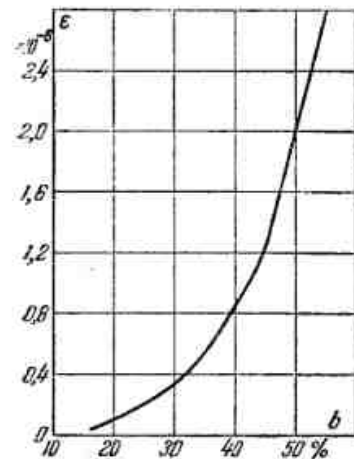
Средняя концентрация раствора b_{cp} , % . . .	15	20	25	30	35	40	45	50
Коэффициент накипеобразования $\epsilon \cdot 10^6$. . .	0	0,1	0,2	0,35	0,55	0,85	1,25	2,00

Для значений $b_{cp} > 45\%$ можно пользоваться также приближенной эмпирической формулой

$$\epsilon \cdot 10^6 = 0,15b_{cp} - 5,5. \quad (6-14)$$

Соответствующие этим данным значения $\epsilon \cdot 10^6$ представлены на фиг. 6-5. Эти значения согласуются с данными, полученными ранее Л. М. Розумом совершенно иным путем.

Таким образом, при выполнении расчетов выбор числовых значений коэффициентов накипеобразования для отдельных корпусов многокорпусной выпарной установки производится после того, как определены средние концентрации раствора по корпусам. Эти значения в свою очередь зависят от распределения общего количества выпариваемой воды между корпусами.



Фиг. 6-5. Приближенные значения коэффициентов накипеобразования при выпаривании технических сахарных растворов.

Еще раз подчеркиваем, что приведенные выше значения коэффициентов накипеобразования являются лишь приближенными. Но пользуясь этими приближенными данными при выполнении расчетов и анализе получаемых результатов всякий раз по единообразной методике, можно рассчитывать на возможность получения достаточно объективных сравнительных выводов.

В частности, после того как установлены числовые значения коэффициентов накипеобразования, можно перейти к рассмотрению некоторых приложений методики динамических расчетов выпарных

установок, представляющих интерес для рационализации проектирования и эксплуатации этих установок в промышленных условиях.

6.3. ОПТИМАЛЬНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА КОРПУСОВ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Как указывалось в гл. 5, при нормировании тепловой работы выпарных установок чрезвычайно важное значение имеет рациональный выбор полезных разностей температур по корпусам. Это условие приобретает особую важность в тех случаях, когда широко используется отбор на сторону вторичных паров из корпусов (что имеет место, например, в сахарной промышленности). При этом необходимо также учитывать желательную продолжительность устойчивой работы установки в условиях накипеобразования.

Эти обстоятельства позволяют обосновать понятие об оптимальных напряжениях поверхности нагрева корпусов выпарной установки.

Оптимальным напряжением поверхности нагрева корпуса называется напряжение, соответствующее заданным оптимальным значениям рас-

полагаемой полезной разности температур Δt_p для этого корпуса при определенной продолжительности устойчивой его работы τ_k .

Аналитическое определение оптимальных весовых напряжений корпусов связано с решением уравнения (6-13):

$$\Delta t_p = mU + lU^2,$$

откуда

$$U_{opt} = \frac{-m + \sqrt{m^2 + 4l\Delta t_p}}{2l}, \quad (6-15)$$

где $m = rR_0$ и $l = r\epsilon\tau_k$, т. е., как указывалось выше, в данных условиях $U_{opt} = f(\Delta t_p, \tau_k)$.

Аналитический расчет оптимальных напряжений корпусов по формуле (6-15) неудобен тем, что величина $m = rR_0$ в свою очередь зависит от напряжения U , влияющего на условия теплопередачи. Значительные удобства представляет здесь графоаналитический расчет с использованием описанных выше графических характеристик корпусов.

Так, например, при помощи характеристики устойчивости корпуса (фиг. 6-2) для заданных предельных значений Δt_p и пределов устойчивости τ_k значения оптимальных напряжений корпуса определяются величинами U , соответствующими области $abcd$. Аналогичные определения можно выполнить и при помощи нагрузочных характеристик (фиг. 6-4), предварительно рассчитав их для различных значений τ_k .

Понятие оптимальных напряжений поверхности нагрева корпусов при определенных ограничениях температурного режима отдельных корпусов выпарных установок имеет значение и для безнакипного режима их работы. Но еще большее значение оно приобретает для работы выпарных установок в условиях накипеобразования. Здесь перегрузка корпусов (т. е. превышение оптимальных напряжений) часто вызывает существенное снижение коэффициентов теплопередачи, что связано с преобладанием неблагоприятного влияния интенсивного накипеобразования. При безнакипном режиме увеличение напряжений вызывает обычно повышение коэффициентов теплопередачи. Этот вопрос подробно рассматривается в § 6-5.

Из сказанного следует, что числовые значения оптимальных напряжений корпусов могут быть различными в разных частных случаях (например, при разных схемах выпарных установок). Вместе с тем нами установлено, что даже при существенных изменениях режима работы выпарной установки (при данном числе корпусов), например при изменении пароотбора, значения оптимальных напряжений корпусов изменяются в сравнительно

небольших пределах. На этом основании оказалось возможным для типовых схем сахарного производства указать ориентировочные пределы оптимальных напряжений корпусов, что значительно облегчает расчеты выпарных установок в связи с нормированием их работы. Новая методика расчета выпарных установок по оптимальным напряжениям корпусов находит теперь применение в сахарной промышленности.

Пример 6-1. Определить оптимальные весовые напряжения корпусов для типовой схемы выпарной установки в сахарной промышленности (пяти-корпусной с нуль-корпусом, фиг. 5-5) при следующих данных:
количество сока на выпаривание $S=120,2$ кг/мин;
начальная концентрация $b=15\%$;
конечная концентрация $B=65\%$;
распределение выпариваемой воды по корпусам $W_0=21,5$ кг/мин;

$W_I = 36,9$ кг/мин; $W_{II} = 21,0$ кг/мин; $W_{III} = 8,7$ кг/мин; $W_{IV} = 4,3$ кг/мин.

Выпарная установка состоит из типовых вертикальных выпарных аппаратов с естественной циркуляцией; трубки стальные, $d=30/33$ мм. Длина трубки для 0, I и II корпусов — 1,75 м; для III и IV корпусов — 1,5 м.

Оптимальные располагаемые полезные разности температур по отдельным корпусам:

Корпуса	0	I	II	III	IV
Значения Δt_p , °C	12—16	6—7	7—10	10—12	20—24

Расчет оптимальных напряжений провести, принимая продолжительность устойчивой работы выпарной установки и отдельных ее корпусов $\tau_k=30-40$ суток.

1. Определение расчетных концентраций раствора

Концентрация раствора после любого (n -ого) корпуса определяется по формуле (5-14):

$$B_n = \frac{S \cdot b}{S - \sum_1^n W_i}$$

Для нуль-корпуса находим (при $b=15\%$):

$$B_0 = \frac{120,2 \cdot 15}{120,2 - 21,5} = 19\%$$

Средняя концентрация раствора

$$b_{\text{ср}} = \frac{15 + 19}{2} = 17\%$$

Выполняя аналогичные вычисления для всех корпусов установки, находим

Корпуса	0	I	II	III	IV
Конечная концентрация B_i , %	19	29	44	56	65
Средняя концентрация $b_{\text{ср}}$, %	17	24	36,5	50	60,5

Конечная концентрация раствора используется, далее, для вычисления коэффициента теплоотдачи α_2 , а средняя концентрация — для выбора значений коэффициентов накипеобразования.

2. Выбор значений коэффициентов накипеобразования

Приблизженные значения коэффициентов накипеобразования определяем в зависимости от средних концентраций раствора на основании данных, приведенных в табл. 6-1 и по формуле (6-14).

Для отдельных корпусов установки получаем:

Корпуса	0	I	II	III	IV
Коэффициент накипеобразования $\epsilon \cdot 10^6$	0,05	0,2	0,6	2,0	3,5

3. Расчет термических сопротивлений (R_0) для теплоотдачи при чистой поверхности нагрева корпусов

Величина R_0 определяется по общей формуле:

$$R_0 = R_1 + R_{\text{ст}} + R_2$$

Для участка теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке на основании формулы (5-44)

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} = \frac{(UD)^{1/4}}{A_1}$$

Для участка теплопроводности (металлическая стенка) для всех корпусов

$$R_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{0,0015}{50} = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 \text{ час град/ккал}$$

Для участка теплоотдачи от стенки к кипящей жидкости на основании формулы (5-48)

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{A_2 U^{0,6}}$$

Для вычисления значений R_0 находим вспомогательные величины, сведенные в табл. 6-2.

Таблица 6-2

Расчетные величины для вычисления коэффициентов теплоотдачи (к примеру 6-1)

Название величин	Обозначения	Корпуса				
		0	I	II	III	IV
Длина трубок	$l, м$	1,75	1,75	1,75	1,5	1,5
Температура конденсата	$t_c, ^\circ C$	125	113	105	95	80
Расчетный коэффициент по фиг. 5-15	$A_1' \cdot 10^{-9}$	35,7	34,8	34,0	33,1	31,3
Температура кипения раствора	$t, ^\circ C$	116	108	99	86	60
Конечная концентрация раствора	$B, \%$	19	29	44	56	65
Расчетный коэффициент по фиг. 5-20	A_2'	540	450	330	240	110

Расчетные величины термических сопротивлений R_0 для всех корпусов выпарной установки при различных значениях весовых напряжений поверхности нагрева корпусов приведены в табл. 6-3.

4. Расчет и построение характеристик устойчивости корпусов

Характеристики устойчивости отдельных корпусов рассчитываются по формуле (6-8):

$$\Delta t = \Delta t_0 + n\tau,$$

где

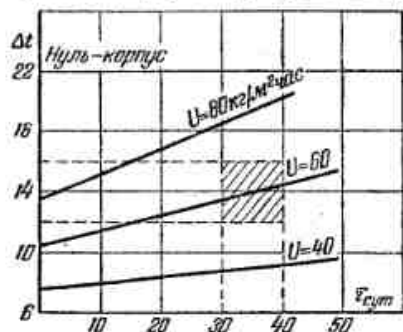
$$\Delta t_0 = rR_0U,$$

$$n = r\epsilon U^2.$$

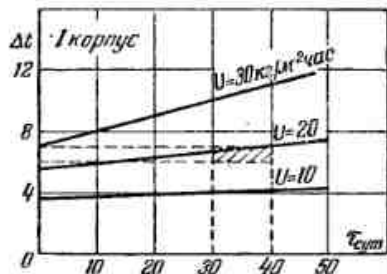
Для всех корпусов принято приближенно $r = 540 \text{ ккал/кг}$.

Результаты расчетов характеристик устойчивости сведены в табл. 6-3.

Соответствующие этим данным графические характеристики устойчивости отдельных корпусов приведены на фиг. 6-6 ÷ 6-10.



Фиг. 6-6. Характеристика устойчивости нуль-корпуса выпарной установки (к примеру 6-1).



Фиг. 6-7. Характеристика устойчивости I корпуса (к примеру 6-1).

5. Анализ характеристик устойчивости и определение оптимальных напряжений корпусов

Основное назначение характеристик устойчивости отдельных корпусов состоит в выборе оптимальных напряжений при заданных пределах значений Δt_p и τ_c . Рассматривая полученные характеристики, находим для различных

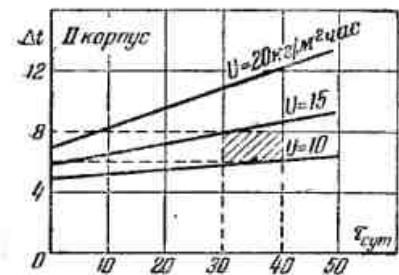
Таблица 6-3

Расчет характеристик устойчивости корпусов выпарной установки (к примеру 6-1)

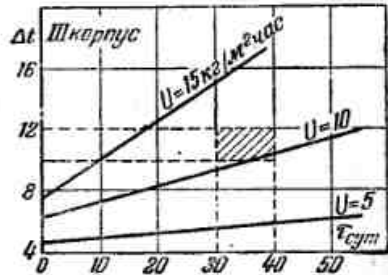
$U, \text{ кг/м}^2 \text{ час}$	$R_0 \cdot 10^6$	$\Delta t_0 = rR_0U$	$n = r\epsilon U^2$	Δt					
				80	60	40	30	20	
Нуль-корпус $\epsilon \cdot 10^6 = 0,15$	$R_0 \cdot 10^6$	$\Delta t_0 = rR_0U$	$n = r\epsilon U^2$	310	320	350	—	—	—
				13,4	10,4	7,6	—	—	—
				0,17	0,10	0,01	430	500	630
				—	—	—	7,0	5,4	6,8
				—	—	—	0,10	0,04	0,13
I корпус $\epsilon \cdot 10^6 = 0,2$	$R_0 \cdot 10^6$	$\Delta t_0 = rR_0U$	$n = r\epsilon U^2$	—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
II корпус $\epsilon \cdot 10^6 = 0,6$	$R_0 \cdot 10^6$	$\Delta t_0 = rR_0U$	$n = r\epsilon U^2$	—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
III корпус $\epsilon \cdot 10^6 = 2,0$	$R_0 \cdot 10^6$	$\Delta t_0 = rR_0U$	$n = r\epsilon U^2$	—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
IV корпус $\epsilon \cdot 10^6 = 3,5$	$R_0 \cdot 10^6$	$\Delta t_0 = rR_0U$	$n = r\epsilon U^2$	—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—
				—	—	—	—	—	—

корпусов (фиг. 6-6 ÷ 6-10) при $\tau_k = 30-40$ суток следующие величины оптимальных напряжений (область оптимальных значений напряжений на графиках характеристик устойчивости определяется заштрихованными площадками):

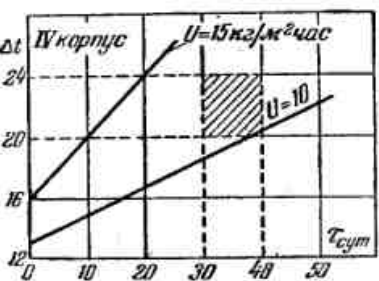
Корпуса	0	I	II	III	IV
Располагаемые разности температур $\Delta t_p, ^\circ\text{C} \dots$	12—16	6—7	7—10	10—12	20—24
Оптимальные напряжения $U, \text{кг/м}^2\text{час} \dots$	50—70	18—22	12—18	9—12	9—12



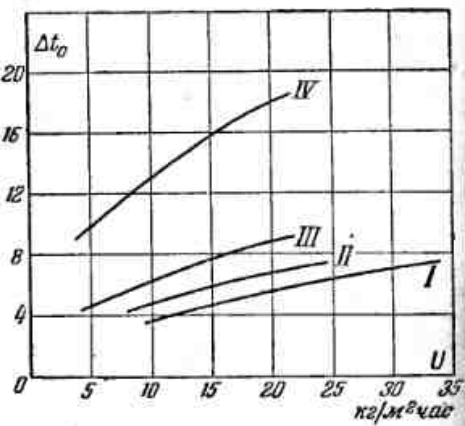
Фиг. 6-8. Характеристика устойчивости II корпуса (к примеру 6-1).



Фиг. 6-9. Характеристика устойчивости III корпуса (к примеру 6-1).



Фиг. 6-10. Характеристика устойчивости IV корпуса (к примеру 6-1).



Фиг. 6-11. Нагрузочные характеристики отдельных корпусов (I, II, III, IV) выпарной установки при безнакипном режиме их работы.

Сопоставим полученные значения оптимальных напряжений поверхности нагрева корпусов в условиях накипеобразования с аналогичными величинами для безнакипного режима ($\epsilon = 0$). Последние можно определить графически при помощи нагрузочных характеристик, построенных по данным табл. 6-3 и фиг. 6-11.

Для указанных выше значений Δt_p и безнакипного режима работы оптимальные напряжения для всех корпусов (кроме нуль-корпуса) составляют около 20—25 $\text{кг/м}^2\text{час}$.

Таким образом, при безнакипном режиме производительность выпарной установки возрастает приблизительно на 20—30%.

6-4. ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК В УСЛОВИЯХ НАКИПЕОБРАЗОВАНИЯ

Продолжительность устойчивой работы выпарной установки в условиях накипеобразования определяется уравнением (6-11):

$$\tau_y = \frac{\sum \Delta t_p - \sum \Delta t_{oi}}{N}$$

При заданной суммарной располагаемой полезной разности температур $\sum \Delta t_p$ величина τ_y зависит во многом от распределения напряжений между корпусами. Наблюдение за работой выпарных установок в заводских условиях и многочисленные расчеты показывают, что существенное повышение устойчивости работы установок достигается при соблюдении оптимальных напряжений на всех корпусах многокорпусной установки, в первую очередь на тех корпусах, где потребные полезные разности температур сравнительно высоки.

Но повышение предела устойчивости выпарной установки означает по сути повышение ее производительности. Мы приходим, таким образом, к весьма важному выводу о том, что правильно рассчитанные и рационально эксплуатируемые заводские выпарные установки должны характеризоваться соблюдением оптимальных напряжений поверхности нагрева отдельных корпусов. Это обстоятельство внутренне связано с соблюдением обусловленных технологической и тепловой схемами производства температурных условий процесса выпаривания, в том числе полезных разностей температур Δt_i по корпусам.

О мероприятиях, способствующих достижению оптимальных напряжений по корпусам, см. гл. 5 и пример 5-12.

Выбор конкретных мероприятий по рационализации работы выпарных установок должен производиться на основании расчетов и построения характеристик устойчивости в каждом частном случае.

Пример 6-2. Определить изменение предела устойчивости работы выпарной установки при изменении весовых напряжений на отдельных корпусах, пользуясь данными, полученными в расчетах примера 6-1.

Расчет провести для I—IV корпусов выпарной установки при следующих данных:

20 М. А. Кичигин и Г. Н. Костенко.

температура насыщения пара, поступающего на I корпус, $T_1 = 118^\circ \text{C}$,
то же пара в конденсаторе $T_k = 58^\circ \text{C}$;

температурные потери при выпаривании:

а) вследствие депрессии $\sum_{I}^{IV} \delta_i = 8,5^\circ \text{C}$;

б) в паропроводах $\sum_{I}^{IV} \delta_i = 4^\circ \text{C}$.

1. Суммарную располагаемую полезную разность температур определим по формуле (5-11):

$$\Sigma \Delta t_p = (118 - 58) - (8,5 + 4,0) = 47,5^\circ \text{C}.$$

2. При соблюдении оптимальных напряжений поверхности нагрева всех корпусов, пользуясь данными, приведенными в предыдущем примере (табл. 6-3), получаем величины, указанные в нижеследующей таблице.

Следовательно, в этом случае имеем:

$$\sum_{I}^{IV} \Delta t_{\text{кв}} = 5,4 + 5,3 + 6,2 + 13,0 = 29,9^\circ \text{C};$$

$$N = 0,04 + 0,05 + 0,11 + 0,18 = 0,38.$$

Предел устойчивости по формуле (6-11) составит:

$$\tau_y = \frac{47,5 - 29,9}{0,38} = 45 \text{ суток}.$$

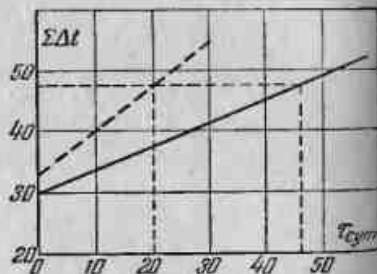
3. При несоблюдении оптимальных напряжений (например, в случае часто встречающейся на практике перегрузки последних корпусов и недогрузки корпусов головных) получаются следующие данные:

Корпуса	$U, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}$	$\Delta t_p, ^\circ \text{C}$	n
I	15	4,5	0,03
II	10	4,8	0,03
III	15	7,5	0,25
IV	15	15,8	0,41
Итого		32,6	0,72

Следовательно, в этом случае

$$\tau_y = \frac{47,5 - 32,6}{0,72} \approx 20 \text{ суток}.$$

Корпуса	Напряжение поверхности нагрева $U, \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}$	Разность температур при $\tau=0$ $\Delta t_p, ^\circ \text{C}$	Расчетный коэффициент n
I	20	5,4	0,04
II	12,5	5,3	0,05
III	10	6,2	0,11
IV	10	13,0	0,18



Фиг. 6-12. Характеристики устойчивости выпарной установки (к примеру 6-2).

Как видим, продолжительность устойчивой работы выпарной установки при несоблюдении оптимальных напряжений значительно уменьшается (от 45 до 20 суток), что практически означает снижение производительности установки вследствие усиленного накипеобразования на III и IV корпусах.

Соответствующие полученным результатам характеристики устойчивости выпарной установки в целом показаны на фиг. 6-12.

6-5. ИЗМЕНЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ В СВЯЗИ С НАКИПЕОБРАЗОВАНИЕМ

При постоянном напряжении поверхности нагрева корпуса ($U = \text{const}$) уравнение (6-7) дает:

$$R = R_0 + \epsilon U \tau,$$

а следовательно, коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{R_0 + \epsilon U \tau} \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час} \cdot \text{град}. \quad (6-16)$$

Это соотношение позволяет выяснять изменение коэффициентов теплопередачи в условиях накипеобразования в зависимости от продолжительности работы корпуса τ при данном напряжении поверхности нагрева.

Как видно из уравнения (6-16), вследствие постепенного образования накипи, создающей дополнительное термическое сопротивление, значения коэффициента теплопередачи непрерывно уменьшаются. Интенсивность этого уменьшения зависит от числовых значений коэффициента накипеобразования ϵ , весового напряжения поверхности нагрева U , а также условий теплообмена при чистой стенке (R_0).

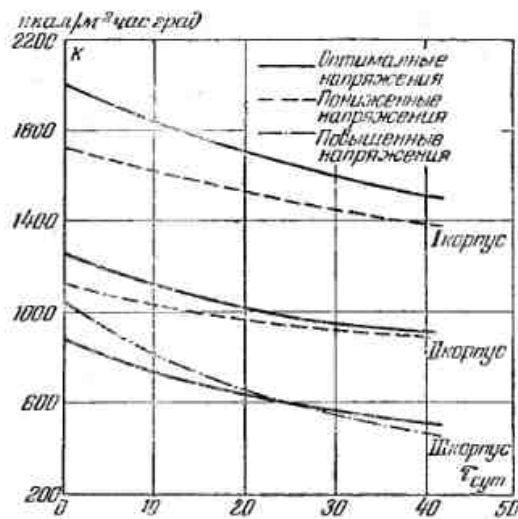
Характер изменения коэффициентов теплопередачи для отдельных корпусов выпарной установки в зависимости от продолжительности их работы после очистки поверхности нагрева для числовых данных рассмотренных примеров 6-1 и 6-2 показан на фиг. 6-13. На основании этих данных можно сделать следующие заключения:

1. Значения коэффициентов теплопередачи в условиях накипеобразования с течением времени уменьшаются, причем чем выше напряжения поверхности нагрева U , тем интенсивнее оказывается это уменьшение.

2. Значения коэффициентов теплопередачи при чистой стенке ($\tau = 0$) тем выше, чем больше весовые напряжения поверхности нагрева корпуса. Однако по мере загрязнения поверхности нагрева, т. е. в условиях накипеобразования, влияние это уменьшается, что связано с неблагоприятным влиянием слоя накипи на условия теплообмена. Возможны случаи (см., например, кривые для III корпуса на фиг. 6-13), когда даже при повышенном напряжении поверхности нагрева коэффициент теплопередачи загрязненной стенки оказывается меньше.

3. При соблюдении оптимальных напряжений поверхности нагрева корпусов значения коэффициентов теплопередачи оказываются либо более высокими (по сравнению с недогруженными корпусами; см., например, кривые I и II фиг. 6-13), либо относительно более устойчивыми (по сравнению с перегруженными корпусами; см., например, кривую III фиг. 6-13).

Сказанное позволяет сделать вывод о том, что при оптимальных напряжениях поверхности нагрева корпусов условия



Фиг. 6-13. Изменение коэффициентов теплопередачи для отдельных корпусов выпарной установки в зависимости от продолжительности их работы в условиях накипеобразования.

теплопередачи во всех случаях оказываются для эксплуатационных условий более благоприятными.

Представляет также интерес зависимость коэффициентов теплопередачи от напряжения поверхности нагрева корпусов. Эту зависимость можно выяснить на основании уравнения (6-16), рассматривая его для данного значения τ в предположении, что, начиная с $\tau=0$, каждый из корпусов выпарной установки работает при той либо иной постоянной нагрузке. Результаты таких расчетов для отдельных корпусов установки (по данным рассмотренных выше числовых примеров) показаны на фиг. 6-14 сплошными линиями. Для сравнительной оценки там же пунктирными линиями нанесены данные, относящиеся к работе при безнакипном режиме.

По поводу приведенных на фиг. 6-14 данных можно отметить следующее:

1. Значения коэффициентов теплопередачи для отдельных корпусов в условиях накипеобразования при различных весовых напряжениях поверхности нагрева изменяются в малой степени. При $\tau=30$ суток в большинстве случаев отклонения значений k от средних для данного корпуса величин не превышают 10%.

2. Относительная устойчивость значений коэффициентов теплопередачи для отдельных корпусов является следствием противоположного и взаимно погашаемого влияния весовых напряжений на величины термических сопротивлений для чистой стенки и слоя накипи.

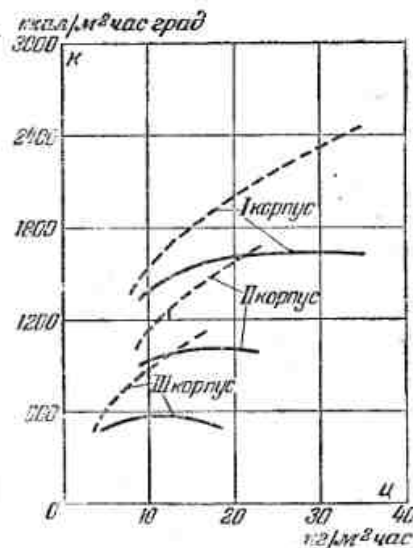
Однако абсолютные значения коэффициентов теплопередачи зависят от ряда эксплуатационных факторов и даже при выпаривании одинаковых растворов в разных частных случаях оказываются различными. Поэтому нормировать в различных промышленных отраслях числовые значения коэффициентов теплопередачи принципиально нецелесообразно. Нормировать следует методику вычисления значений k и вспомогательные к этому данные.

Отметим также, что в большинстве случаев (фиг. 6-14) наибольшие числовые значения k по корпусам соответствуют оптимальным весовым напряжениям поверхности нагрева корпусов. В этом можно видеть одно из дополнительных обоснований понятия оптимальных напряжений поверхности нагрева корпусов при работе их в условиях накипеобразования.

В расчетах коэффициентов теплопередачи для выпарных аппаратов, как указывалось в § 5-10, приходится выбирать числовые значения коэффициентов использования поверхности нагрева φ , причем

$$\varphi = \frac{k}{k_0} = \frac{R_0}{R},$$

т. е. значения φ учитывают главным образом влияние загрязнения стенки на условия теплопередачи.

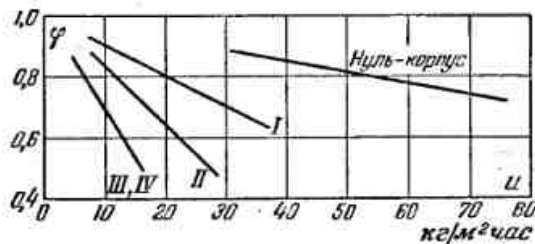


Фиг. 6-14. Изменение коэффициентов теплопередачи для отдельных корпусов выпарной установки в зависимости от весовых напряжений поверхности нагрева (сплошные линии — в условиях накипеобразования; пунктирные линии — при безнакипном режиме).

На основании уравнения (6-16) можно написать:

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{U\tau}{R_0}} \quad (6-17)$$

Из уравнения (6-17) следует, что коэффициент φ является величиной переменной и зависящей от конкретных условий работы отдельных корпусов выпарной установки. Как видим, величина φ зависит от весовых напряжений поверхности нагрева U , термического сопротивления R_0 , коэффициента накипеобразования ϵ , продолжительности работы корпуса τ .



Фиг. 6-15. Ориентировочные значения коэффициентов использования поверхности нагрева для корпусов выпарных установок сахарного завода (пятикорпусная установка с нуль-корпусом).

Поэтому при расчетах выпарных установок в области устойчивой их работы при неизменных напряжениях поверхности нагрева корпусов необходимо учитывать, что значения φ зависят от величины напряжений. Формула (6-17) при наличии данных о числовых значениях коэффициента накипеобразования ϵ позволяет установить эту зависимость. Так, например, числовым данным, использованным в рассмотренных выше примерах, соответствуют результаты, приведенные на фиг. 6-15. Эти данные указывают на достаточно широкие пределы изменений φ (от 0,9 до 0,5), причем для оптимальных напряжений поверхности нагрева различных корпусов в среднем получается $\varphi \approx 0,8$.

Аналогичные графики приводились и ранее (в гл. 5), где уже отмечалось, что числовые значения коэффициентов φ необходимо выбирать в зависимости от напряжений поверхности нагрева корпусов. Это повышает надежность получаемых по расчету результатов.

6-6. О РЕГУЛИРОВАНИИ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

Как отмечалось выше, рациональным режимом тепловой работы выпарных установок является работа при соблюдении постоянных оптимальных напряжений поверхности нагрева отдель-

ных корпусов. При этом полезная разность температур по корпусам закономерно с течением времени возрастает [см. уравнение (6-8), а для многокорпусной выпарной установки — (6-10)].

Регулирование температурного режима выпарных установок, таким образом, связано с обеспечением переменных располагаемых полезных разностей температур. Это может быть достигнуто двумя основными приемами: дросселированием греющего пара, поступающего на первый корпус, и вторичного пара последнего корпуса, идущего на конденсатор. Первый из этих приемов широко распространен в заводской практике, второй применяется очень редко. Между тем во многих случаях, например при использовании отбора вторичных паров, целесообразно пользоваться вторым способом регулирования. При этом работа выпарной установки при чистых поверхностях нагрева корпусов начинается под ухудшенным вакуумом (или под повышенным давлением), что несколько увеличивает температуры вторичных паров на всех корпусах (конечно, в пределах, допускаемых условиями технологического процесса при выпаривании). По мере загрязнения поверхности нагрева корпусов накипью или осадком дросселирование пара, идущего на конденсатор, уменьшается, и при достижении предела устойчивости работы установки давление вторичного пара последнего корпуса становится минимально возможным в данных условиях.

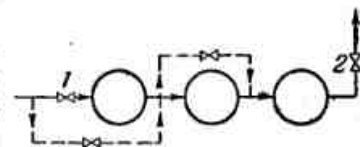
Простейшая принципиальная схема такого регулирования температурного режима выпарной установки приведена на фиг. 6-16 для случая трехкорпусной установки.

Дроссельное устройство 1 предназначено для регулирования параметров первичного пара первого, а устройство 2 — вторичного пара последнего корпуса. При колебаниях отбора вторичных паров, заметно влияющих на температурные условия работы установок, целесообразно предусматривать, кроме того, перепуск греющего пара через одну или две ступени, как это показано на фиг. 6-16 пунктирной линией.

Надлежащее регулирование температурного режима выпарной установки является важнейшим условием для достижения работы корпусов при постоянных напряжениях поверхности нагрева и осуществления устойчивой производительности установки.

Среди других мероприятий по поддержанию постоянных напряжений поверхности нагрева корпусов можно указать:

1) равномерность поступления раствора на выпарную уста-



Фиг. 6-16. Простейшая принципиальная схема регулирования температурного режима выпарной установки.

новку (в простейшем случае это достигается установкой сборника раствора перед выпариванием, рассчитанного по его емкости на компенсацию могущих иметь место неравномерностей в подаче раствора):

2) четкое соблюдение графиков работы потребителей вторичных паров с переменным расходом пара.

Полнее всего работа при постоянных напряжениях поверхности нагрева корпусов может быть достигнута при внедрении автоматического регулирования температурного режима выпарной установки на основе рассмотренных выше основных положений.

При выполнении расчетов выпарных установок при переменных полезных разностях температур по корпусам, кроме основного расчетного режима, относящегося к температурным условиям предела устойчивости установки соответственно предельным (наибольшим) располагаемым полезным разностям температур, желательно также оценивать температурные данные и значения Δt_{0i} по корпусам для начальных условий работы при чистых поверхностях нагрева. Необходимо, чтобы эти начальные значения Δt_{0i} и связанные с ними другие показатели температурного режима не находились вне пределов известных из заводской практики величин и также удовлетворяли изложенным в начале § 5-11 условиям, характеризующим влияние особенностей температурного режима на работу выпарных установок.

6-7. ПРОЕКТНЫЕ И ПОВЕРОЧНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ВЫПАРНЫХ УСТАНОВОК

При выполнении динамических расчетов выпарных установок, так же как и в других случаях тепловых расчетов, необходимо методически различать расчеты проектные и поверочные, об основных задачах которых подробно излагалось в гл. 5. Эти расчеты отличаются, в частности, различной последовательностью в определении основных показателей режима работы установок.

Общую основу предлагаемых динамических расчетов, как видно из изложенного, составляет предположение исходить при оценке работы выпарных установок из понятия об оптимальных напряжениях поверхности нагрева ее отдельных корпусов. Соблюдение оптимальных и неизменных с течением времени напряжений корпусов повысит устойчивость работы проектируемых и увеличит производительность действующих выпарных установок. Регулирование работы установок при этом осуществляется за счет изменения полезных разностей температур.

Пользуясь принятой выше терминологией, относящейся к особенностям динамических расчетов, можно сказать, что выполнение проектных расчетов основывается на заданном значении

предела устойчивости работы установки, а выполнение поверочных расчетов связано с определением предела устойчивости в соответствии с общим уравнением (6-11) и с выбором мероприятий по повышению предела устойчивости выпарной установки в данных конкретных заводских условиях. Во всех случаях тепловых расчетов выпарных установок основное значение имеют установление полезных разностей температур по корпусам и выбор внутренне связанных с ними оптимальных напряжений поверхности нагрева.

Таким образом, методика проектных расчетов выпарных установок характеризуется следующей последовательностью вычислений:

1. Установление температурного режима отдельных корпусов выпарной установки.
2. Определение часовой производительности W_i или тепловой нагрузки Q_i корпусов.
3. Расчет термических сопротивлений R_0 и выбор значений коэффициентов накипеобразования ϵ по корпусам.
4. Расчет и построение характеристик устойчивости (или нагрузочных характеристик для заданного предела устойчивости) и выбор оптимальных напряжений поверхности нагрева корпусов соответственно заданному пределу устойчивости.
5. Вычисление поверхности нагрева отдельных корпусов выпарной установки по формуле

$$F_i = \frac{W_i}{U_i} = \frac{Q_i}{q_{Fi}}, \quad (6-18)$$

т. е. в зависимости от полученных по расчету оптимальных значений весовых или тепловых напряжений поверхности нагрева.

В тех случаях, когда проектируется выпарная установка с одинаковыми поверхностями нагрева корпусов и необходимы предварительные соотношения между термическими сопротивлениями отдельных корпусов, расчет выполняется последовательными приближениями.

Поверочный расчет выпарной установки следует выполнять в такой последовательности:

1. Предварительная оценка оптимального температурного режима по отдельным корпусам (в каждой из промышленных отраслей имеются по этому поводу достаточно обоснованные опытные данные).
2. Определение нагрузок корпусов (W_i кг/час или Q_i ккал/час).
3. Расчет и построение характеристик устойчивости отдельных корпусов и установление пределов оптимальных значений напряжений поверхности нагрева по корпусам (U_i или q_{Fi}).

4. Выбор компоновки выпарной установки с таким расчетом, чтобы действительные напряжения корпусов по возможности приближались к оптимальным значениям.

5. Определение предела устойчивости (при выбранной компоновке) для выпарной установки в целом.

6. Сопоставление результатов расчета по различным вариантам в связи с различными компоновками (по размерам поверхностей нагрева корпусов или схемам отбора вторичных паров) и выбор оптимального варианта.

7. Уточнение данных по температурному режиму корпусов с вычислением потребных полезных разностей температур для периода работы, соответствующего пределу устойчивости установки:

$$\Delta t = \Delta t_0 + n\tau_y,$$

а также для чистой поверхности нагрева (безнакипный режим):

$$\Delta t_0 = rR_0U.$$

8. Заключительное сопоставление потребных полезных разностей температур с располагаемым температурным напором, имея в виду, что для предела устойчивости справедливо соотношение

$$(T_1 - T_k) - \left(\sum_1^n \delta_t + \sum_1^n \delta_i \right) = \sum_1^n \frac{q_{Fi}}{k_i} = \sum_1^n \frac{r_i U_i}{k_i}, \quad (6-19)$$

совпадающее с ранее рассмотренным уравнением (5-11).

Кроме того, в качестве меры пригодности выбранного режима может служить величина запаса производительности установки

$$a = \frac{\sum M_p}{\sum \Delta t_i}, \quad (6-20)$$

которая для оптимального варианта должна составлять $a = 1$.

Приложение изложенной методики поверочных расчетов к анализу и нормированию работы выпарных установок в сахарной промышленности¹ позволило наметить и обосновать некоторые практически важные мероприятия по повышению их производительности и экономичности.

Среди расчетных характеристик при этом наибольшее значение имеют данные об оптимальных напряжениях поверхностей нагрева корпусов и зависимость коэффициентов использования поверхности нагрева от напряжений в связи с накипеобразованием.

¹ М. А. Кичигин и Г. Н. Костенко, Рационализация теплового хозяйства сахарных заводов, Гостехиздат Украины, 1950.

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

7-1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КОНСТРУКЦИИ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Испарители и выпарные аппараты являются одним из существенных элементов теплового оборудования ряда отраслей промышленности: химической, сахарной, соляной, холодильной, энергетической и др. Между тем нет не только установленных и достаточно обоснованных стандартных типов этого вида оборудования, но в ряде случаев нет и соответствующих ориентировок для выбора той либо иной конструкции. В то же время число имеющихся конструкций испарителей и выпарных аппаратов огромно. Например, в вышедшей в 1947 г. книге Гельперина «Выпарные аппараты»¹ приводится свыше 100 конструкций, из них 80 — с паровым обогревом. Отечественные машиностроительные заводы (ЛМЗ им. Сталина, «Большевик», им. Фрунзе, «Компрессор», Смелянский) производили до Отечественной войны около 20 различных конструкций этого типа теплообменной аппаратуры. В каталоге завода Уралхиммаш (1948 г.) имеется свыше десяти конструкций выпарных аппаратов. При этом интересно следующее: заводы, поставлявшие испарители энергопромышленности, в большинстве случаев изготавливали горизонтальные паротрубные аппараты. Заводы Химмаштреста изготавливали и сейчас изготавливают вертикальные аппараты. Завод «Компрессор», производящий испарители для холодильной промышленности, изготавливает испарители обоих типов: вертикальные и горизонтальные.

В имеющихся руководствах дается просто описание отдельных конструкций без критически обоснованной оценки их с указанием лишь иногда некоторых отдельных особенностей того либо иного испарителя или выпарного аппарата. Сделать из этих описаний вывод о выборе более рациональной конструкции испарителя либо выпарного аппарата не представляется возможным. Такое неудовлетворительное положение по данному вопросу частично объясняется тем, что нет твердых и обоснованных критериев

¹ Н. И. Гельперин, Выпарные аппараты, Госхимиздат, 1947.

оценки данного типа оборудования. В результате выбор того или иного типа определяется больше традициями данной отрасли промышленности, чем рациональными техническими соображениями. Если таково положение в части выбора отдельных типов и конструкций испарителей и выпарных аппаратов, то и по ряду существенных вопросов в пределах одной конструкции имеют место не меньшая пестрота сведений и отсутствие какого-либо твердого обоснованного мнения. В качестве примера возьмем вопрос о более рациональном месте подвода жидкости в испаритель и выпарной аппарат вертикального типа. Более распространенным является подвод жидкости в аппарат сверху — сбоку над верхней трубной решеткой. Такой способ питания испарителя и выпарного аппарата принят Химмаштрестом, и на такой способ питания как обычный и нормальный указывает ряд авторов. При этом соответствующих обоснований для такого подвода жидкости не приводится. С другой стороны, ряд авторов приводит указанную ранее конструкцию с питанием жидкостью снизу¹. Конструкция вертикального испарителя ЦКТИ также выполнена с подводом жидкости снизу, тогда как конструкция такого же испарителя ЦККБ выполнена с питанием сверху. Подобное положение существует и по ряду других вопросов, связанных с одной и той же конструкцией, например: подвод пара, отвод неконденсирующихся газов, допустимый объем пространства вторичного пара, конструкции сепараторов («ловушек»).

В настоящей главе нами делается попытка проанализировать и осветить вопрос об отдельных конструкциях испарителей и выпарных аппаратов несколько более детально.

Однако автору пришлось базироваться лишь на литературном и частично собственном, добытом ранее материале без проведения каких-либо специальных опытов. Равным образом пока не удалось получить достаточных эксплуатационных материалов.

В силу указанных причин некоторые вопросы в данной главе лишь ставятся, но не решаются даже в первом приближении. По другим вопросам решение является лишь частичным и предварительным. Сначала разбираются вопросы выбора критериев для сравнения отдельных типов и вопросы классификации конструкций испарителей и выпарных аппаратов. Далее производится соответствующий анализ и сравнение отдельных типов и, наконец, рассматриваются отдельные вопросы, связанные со вспомогательными элементами испарителей и выпарных аппаратов.

В настоящей главе испарители рассматриваются совместно с выпарными аппаратами по следующим причинам: в обоих типах рассматриваемых теплоиспользующих аппаратов основным рабо-

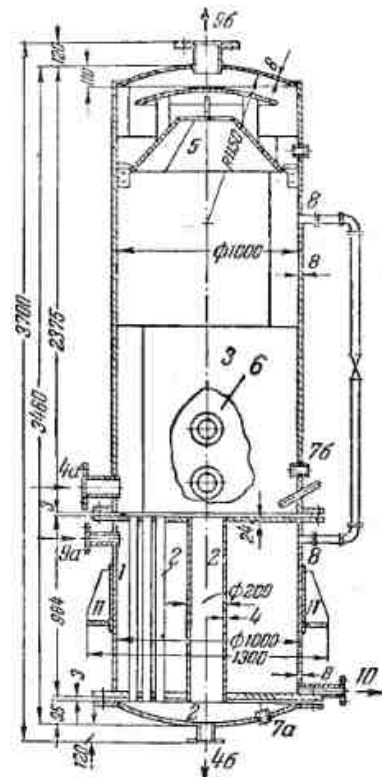
чим процессом является процесс кипения жидкости. С этой точки зрения закономерности теплопередачи, определяемые в основном теплоотдачей при кипении, являются общими. Точно так же конструкции испарителей и выпарных аппаратов в основном одинаковы. В связи с этим основы оптимального режима и рациональной эксплуатации для обоих типов рассматриваемых теплообменных аппаратов являются общими.

С другой стороны, как уже было ранее указано, отдельные отрасли промышленности еще мало связаны между собой в этом вопросе и недостаточен, к сожалению, обмен опытом, который, несомненно, принес бы большую пользу в рационализации конструкции и работы данного типа оборудования.

7-2. КЛАССИФИКАЦИЯ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Основными конструктивными элементами испарителя или выпарного аппарата (фиг. 7-1) являются: 1 — камера, куда поступает теплоноситель (при паровом обогреве — первичный пар, передающий тепло испаряемой жидкости и конденсирующийся); 2 — пространство с кипящей жидкостью; 3 — пространство вторичного пара. Кроме этих основных трех элементов, имеются также вспомогательные; 4 — патрубки и вентили соответствующих трубопроводов для подвода и отвода жидкости (4а и 4б); 5 — сепараторы («ловушки») для сепарации уносимой при кипении жидкости; 6 — зрительные стекла; 7 — патрубки мерных стекол; 8 — оттяжки из камеры для неконденсирующихся газов; 9 — патрубки для подвода в камеру первичного пара (9а) и отвода вторичного пара (9б); 10 — патрубки для отвода конденсата; 11 — опоры-кронштейны для аппарата.

При имеющемся обилии конструкций испарителей и выпарных аппаратов правильная классификация их представляет трудности.



Фиг. 7-1. Вертикальный выпарной аппарат с внутренней циркуляционной трубой.

¹ См., например, И. А. Тру б, «Сахарная промышленность», 1948, № 11.

Здесь делается попытка составления схемы такой классификации. По этой классификации все конструкции аппаратов подразделяются на семь групп в зависимости от: 1) расположения и вида поверхности нагрева; 2) конфигурации поверхности нагрева; 3) компоновки поверхности нагрева; 4) рода теплоносителей; 5) взаимного расположения рабочих сред; 6) кратности циркуляции; 7) режима циркуляции.

Указанные признаки рабочего процесса и конструктивного оформления испарителей и выпарных аппаратов в основном отражают широкую область применения этих аппаратов в различных отраслях промышленности и в энергетике.

В соответствии с этими признаками, схема классификации испарителей и выпарных аппаратов приведена на фиг. 7-2 (см. вклейку в конце книги).

Аппараты различных типов, конечно, распространены неодинаково. До последнего времени наиболее распространенными являлись вертикальные трубчатые (жидкостнотрубные) аппараты с внутренними камерами, работающие с паровым обогревом при естественной многократной циркуляции. Однако, в зависимости от технологического назначения аппаратов и их производительности нередко оказывается целесообразным применять и аппараты других типов.

В отдельных случаях перспективным является применение выносных паровых камер, использование принципа принудительной циркуляции жидкости или других мер интенсификации рабочего процесса выпаривания.

Как видно из указанной схемы классификации, ею охватываются в общем 22 типа конструкций испарителей и выпарных аппаратов. В дальнейшем в основу анализа положены первые три признака (группы), как наиболее характеризующие большинство конструкций. Что касается четвертого признака, то по ранее высказанному соображению будут рассмотрены лишь испарители и выпарные аппараты с паровым обогревом, за исключением одного отступления от этого принципа. Само собой разумеется, как видно и из приводимой классификации, мы будем рассматривать лишь аппараты, в которых тепло передается через стенку (поверхностные аппараты).

Далее, следует отметить, что в данной главе по упомянутым признакам будут проанализированы как более распространенные такие типы аппаратов: с рубашечной, змеевиковой, трубчатой (горизонтальные и вертикальные) и ребристой поверхностями нагрева. Всего намечено рассмотреть 13 наиболее широко распространенных конструкций, из них 12 — с естественной циркуляцией.

7-3. КРИТЕРИИ ДЛЯ СРАВНЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

По имеющимся литературным источникам можно указать на такие критерии при сравнении:

1. Характер обогреваемой поверхности.
 2. Возможность сосредоточения большой поверхности нагрева.
 3. Компактность в отношении габаритов (площадь пола и высота).
 4. Возможность выема поверхности нагрева.
 5. Простота конструкции.
 6. Высота и объем пространства вторичного пара.
 7. Высота слоя кипящей жидкости.
 8. Величина зеркала испарения.
 9. Возможность стандартизации деталей.
 10. Отсутствие ненадежных и быстро портящихся деталей.
 11. Удобство очистки.
 12. Удобство обслуживания.
 13. Секционность (последовательность движения кипящей жидкости).
 14. Чувствительность к изменениям нагрузки.
 15. Уменьшение добавочных напряжений при пуске либо колебаниях в работе.
 16. Частота очистки (быстрота загрязнения).
 17. Продолжительность чистки в часах.
 18. Возможность работы на надлежащем давлении.
 19. Время пребывания жидкости в аппарате.
 20. Скорость циркуляции кипящей жидкости.
 21. Приспособляемость к различным условиям работы.
 22. Качество получаемого вторичного пара.
 23. Коэффициент теплопередачи.
 24. Съем пара с 1 м^2 поверхности нагрева в час.
 25. Вес аппарата на 1 м^2 поверхности нагрева.
 26. Вес аппарата на 1 т выпаренной воды.
 27. Стоимость 1 м^2 поверхности нагрева.
 28. Стоимость монтажа и ремонта.
 29. Стоимость эксплуатации.
 30. Надежность работы (неполадки, аварии).
 31. Качество сепарирующих устройств.
- Отдельные авторы в том либо ином виде перечисляют некоторые из указанных характеристик (обычно в числе 5—10 из при-

веденных 31) и на основании их производят сравнение; при этом наиболее совершенным считается способ сравнения по количеству полученных «очков»: у каждого из типов аппарата по соответствующим показателям ставят плюс либо минус (т. е. удовлетворяет либо не удовлетворяет определенному требованию). Такой способ сравнения нельзя считать правильным по следующим причинам:

1. При сравнении охватываются не все характеристики, а только часть их, более или менее удачно выбранная.

2. Отдельные факторы не равноценны между собой по своему назначению.

3. Некоторые из перечисленных характеристик, если и не тождественны, то во всяком случае весьма тесно связаны и зависят одна от другой.

С нашей точки зрения представляется целесообразным:

1) исключить из указанного числа характеристик второстепенные либо мало характеризующие выпарной аппарат и оставить лишь основные;

2) тождественные и связанные характеристики по возможности сгруппировать; в этом случае схема критериев сравнения приобретает большую четкость и компактность и вообще полнее отражает суть вопроса.

По нашему мнению из указанных 31 характеристики по тем либо иным соображениям можно исключить:

4-ю — возможность выема поверхности нагрева, которая не является характеристикой выпарного аппарата;

7-ю — высоту слоя кипящей жидкости: при наличии оптимального уровня кипящей жидкости, который следует поддерживать в аппарате при нормальной работе в пределах 20—70% (в зависимости в значительной степени от концентрации раствора¹, причем большее число относится к более концентрированным растворам, меньшее — к кипящей воде), влияние высоты гидростатического столба кипящей жидкости уравнивается.

9-ю — возможность стандартизации деталей, которая в общем имеет место во всех типах в части основной детали трубчатой поверхности — трубок и которую также нельзя считать характеристикой аппарата.

31-ю — сепарирующие устройства, также не являющиеся характеристикой самого аппарата; почти в любом аппарате могут быть поставлены любые сепарирующие устройства.

¹ Кроме концентрации раствора, по имеющимся у нас опытным данным, на величину оптимального уровня, устанавливаемого в практике работы опытным путем, оказывают влияние давление вторичного пара и рабочее напряжение поверхности нагрева.

Прочие характеристики могут быть сгруппированы в такие три комплексные группы:

I — характеристики, выражающие соответствие конструкции технологическим требованиям, иначе говоря, соответствие аппарата своему назначению. Если это испаритель, то он должен давать вторичный пар и дистиллат надлежащего качества. Это требование связано, если не говорить о сепарирующих устройствах, которые мы исключили из рассмотрения, с вопросом достаточных высоты и объема пространства вторичного пара и достаточного зеркала испарения. Далее, сюда добавляется необходимость иметь соответствующее давление (особенно важен этот вопрос для паропреобразователей). Для выпарного аппарата к указанным требованиям присоединяется требование сохранять надлежащее качество жидкости, в частности не иметь увеличенной цветности при повышенных температурах. Это в свою очередь связано с необходимостью краткого пребывания жидкости в аппарате; последнее также связано с вопросами циркуляции. Если выпарной аппарат входит в схему выпарной станции с пароотбором, он дополнительно ко всему указанному должен удовлетворять требованию надлежащей термической устойчивости при колебаниях в отборе количества вторичных паров. Таким образом, рассматриваемым комплексным критерием охватываются такие из перечисленных ранее характеристик: 6, 8, 14, 18, 19, 20, 21, 22 и 30.

II — характеристики, выражающие общеконструктивные и эксплуатационные достоинства. Аппарат должен быть возможно прост, компактен, надежен в работе, допускать сосредоточение в нем достаточной поверхности нагрева; детали его должны быть удобны для изготовления, в частности для отливки и обработки. Аппарат должен быть изящен по форме, удобен в монтаже, ремонте и эксплуатации, возможно дольше быть в работе без чистки; при прочих равных условиях, возможно более удобен для очистки. Этим критерием охватываются характеристики: 1, 2, 3, 5, 10, 11, 12, 15, 16, 17 и 30.

III — характеристики, выражающиеся в оптимальных технических и технико-экономических показателях. Аппарат должен допускать возможно большие напряжения поверхности нагрева, высокие коэффициенты теплопередачи, иметь возможно меньшие вес и стоимость 1 м² поверхности нагрева либо 1 т производимого пара. Точно так же стоимость его эксплуатации и ремонта должна быть возможно меньшей.

Этим критерием охватываются такие из ранее приведенных характеристик: 23, 24, 25, 26, 27, 28 и 29.

Первый критерий — удовлетворение технологическим требованиям — является, конечно, специфичным для отдельных отраслей промышленности, второй и третий критерии в основном общие для различных отраслей промышленности.

Следует отметить, что указанные три комплексных критерия в отдельных пунктах связаны между собой. Так, например, вид поверхности, простота, компактность, удобство ремонта и очистки определяют собой показатели третьего критерия.

Однако в отдельных случаях, как будет видно при дальнейшем анализе конструкций, между отдельными критериями могут быть противоречия, и тогда анализ усложняется.

7.4. ОСНОВНЫЕ ТИПОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

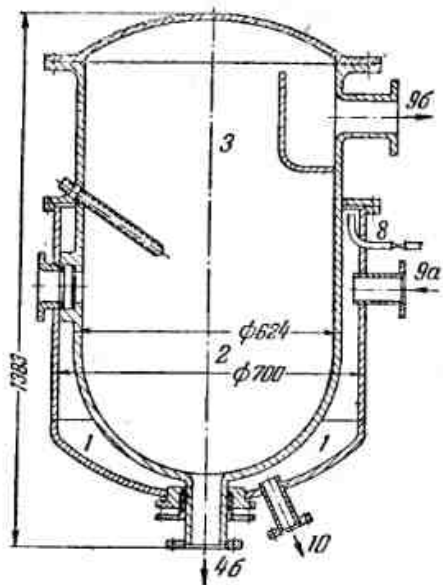
В предыдущих двух параграфах были даны основы классификации испарителей и выпарных аппаратов, выбраны типовые конструкции для сравнения и даны основные критерии для этого.

Конечно, отсутствие необходимых данных затрудняет достаточно полный анализ, и в большинстве случаев придется ограничиться общими соображениями, однако все же можно будет с большим основанием подойти к выбору более рациональной конструкции. Как уже указывалось в § 7.2 при рассмотрении конструкций мы ограничимся лишь 13 из них для пяти типов: а) для аппарата с рубашечной поверхностью нагрева — одной конструкцией; б) со змеевиковой — одной; в) для горизонтальных испарителей и выпарных аппаратов — тремя; г) для вертикальных — семью и д) для специальных типов — одной.

Для вертикально-водотрубного типа, как наиболее широко распространенного и наиболее перспективного, будет рассмотрено семь отдельных конструкций, для горизонтально-водотрубных — три и для прочих типов — по одной конструкции в качестве примера.

а) Выпарной аппарат с паровой рубашкой (фиг. 7-3).

Эта система выпарного аппарата является простейшей и старейшей; она появилась в начале XIX в. Однако в некоторых производствах она применяется и сейчас, главным образом при уваривании очень вязких жидкостей. В ряде случаев эта конструкция

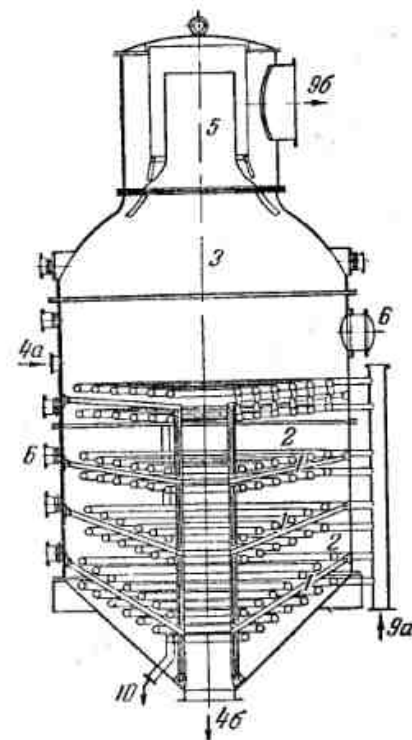


Фиг. 7-3. Выпарной аппарат с паровой рубашкой.

работает под вакуумом, и тогда в верхней крышке имеется колпак, соединенный патрубком и трубкой с вакуумным устройством. Для лучшего перемешивания увариваемой массы иногда применяют внутри котла специальную мешалку (см. фиг. 4-34). При определенных производственных условиях эта конструкция с паровой рубашкой удовлетворяет технологическим требованиям. Ее достоинство в конструктивном отношении — простота. Основной дефект — расположение поверхности нагрева, не дающее возможности иметь высокие коэффициенты теплопередачи (ввиду отсутствия организованной циркуляции), и небольшие производительности этих аппаратов, вследствие некомпактного расположения поверхности нагрева; отсюда напряжение поверхности нагрева и технико-экономические показатели этого типа аппарата низки, и он применяется лишь для небольших установок. Конструктивная схема этого аппарата показана на фиг. 7-3 с обозначениями отдельных элементов по фиг. 7-1.

б) Выпарной аппарат со змеевиковой поверхностью (фиг. 7-4).

Этот тип выпарных аппаратов является дальнейшим этапом в развитии конструкций выпарных аппаратов с целью увеличения коэффициента теплопередачи и повышения производительности аппаратов. В данном аппарате значительно большее, чем в предыдущем, пространство вторичного пара 3, и, следовательно, меньшее увеличение жидкости с паром. Из типа змеевиковых аппаратов рассматриваемая конструкция является более совершенной, так как тут имеет место разделение змеевиков на секции; это улучшает отвод конденсата и увеличивает коэффициент теплопередачи по сравнению с первоначальными конструкциями подобного типа, где поверхность нагрева представляла один длинный змеевик, однако и тут имеет место отсутствие организованной циркуляции. Применяются также змеевиковые по-

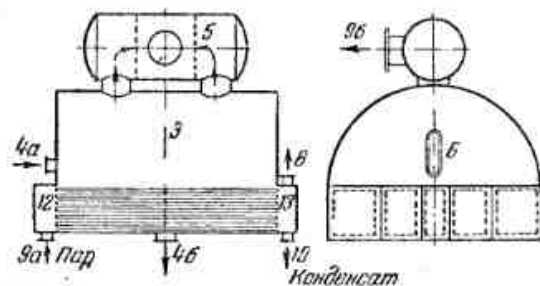


Фиг. 7-4. Выпарной аппарат со змеевиковой поверхностью.

верхности в виде так называемых «лир», концы которых подведены к специальным коллекторам для подвода пара и отвода конденсата. Аппараты со змеевиковыми поверхностями в основном удовлетворяют технологическим требованиям. В части ремонтно-монтажных требований дефектом этих аппаратов является некоторая трудность очистки наружных поверхностей змеевиков от загрязнений, присущая всякой горизонтальной поверхности, а также порой — и при наличии секций — задержки с отводом конденсата, недостаточно организованная циркуляция и поэтому пониженный коэффициент теплопередачи по сравнению с последующими конструкциями, которые будут далее рассматриваться. В связи с этим технические и технико-экономические показатели у этого аппарата хотя и значительно выше, чем в конструкциях с обогревом рубашкой, и приближаются к показателям других более совершенных аппаратов, но все же уступают последним.

в) Горизонтальные испарители и выпарные аппараты

Эта конструкция является дальнейшим шагом вперед по сравнению с предыдущей. В данном случае (фиг. 7-5) поверхность нагрева представляет собой пучок длинных (до 5,5 м) горизонтальных труб, в которые через специальные коллекторы 12



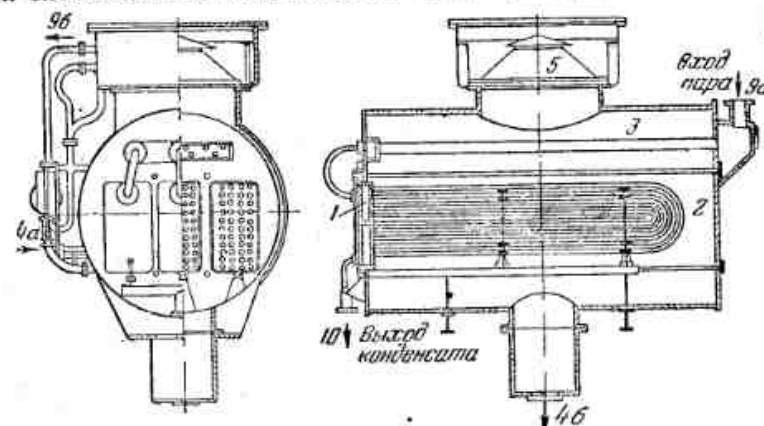
Фиг. 7-5. Горизонтальный паротрубный выпарной аппарат.

поступает греющий пар и далее отводится в виде конденсата также через специальные коллекторы 13. В аппаратах этого типа может быть не один ход для пара, а два-три, и тогда паровые коллекторы разделены перегородками. Равным образом разделены перегородками и коллекторы конденсата, и из каждого «отсека» делается специальный отвод. Трубки закрепляются в трубных решетках коллекторов при помощи специальных прокладок (обычно из резины); во время ремонта трубки этих аппаратов вынимаются и, таким образом, возможна их хорошая очистка, хотя эта операция и удорожает ремонт, а уплотнения нередко текут в работе. Сама форма (корпус) аппарата бывает не только сундучной, как показано на фиг. 7-5, но и цилиндрической

(фиг. 7-6). Тогда прямоугольные коллекторы выступают из цилиндрического корпуса аппарата. Цилиндрическая форма более удобна, так как не требует специальных внутренних креплений, которые необходимы при плоских стенках сундучной формы. Организованной циркуляции, которая имеет место в аппаратах с так называемым циркуляционным контуром, в аппаратах данного типа нет; поэтому они иногда называются аппаратами со «свободной конвекцией», что не совсем точно.

По имеющимся у нас опытным данным коэффициенты теплопередачи у этих аппаратов выше, чем у змеевиковых, и не ниже, чем у вертикально-водотрубных с короткими трубками, которые будут рассматриваться далее.

Горизонтальные паротрубные аппараты являются аппаратами с большим объемом жидкости и потому с большой аккумулялирующей способностью. Указывают на такое преимущество этого типа



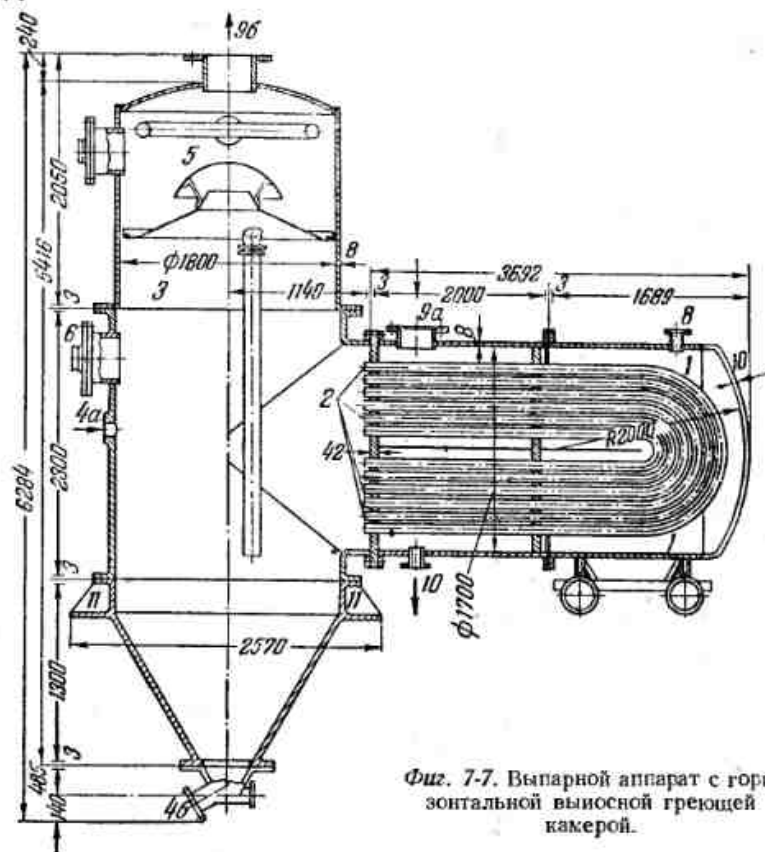
Фиг. 7-6. Горизонтальный испаритель завода ЛМЗ им. Сталина.

испарителей, как своеобразный и простой способ очистки их от накипи (при относительно небольшом их объеме): трубки заполняются вместо пара холодной водой, накипь под влиянием резкого температурного изменения и соответствующего напряжения в трубках лопается и далее легко удаляется промывкой.

Как видно из предыдущего, горизонтально-водотрубные испарители и выпарные аппараты в большинстве своем удовлетворяют технологическим требованиям, но имеют недостатки конструктивно-ремонтного порядка, а также занимают больше места, чем вертикальные, и потому имеют несколько пониженные технико-экономические показатели по сравнению с последними.

Однако в холодильной промышленности по своим показателям горизонтальные, так называемые кожухотрубные испарители стоят выше вертикальных и потому строятся заводом «Компрессор» наряду с вертикальными.

В данном же случае теплоносителем, поступающим внутрь трубки, является не конденсирующийся пар, а передающая тепло жидкость (рассол); в связи с этим здесь, кроме того, не имеет места существенный дефект горизонтально-паротрубных испарителей — образование порой «конденсатных пробок» в трубках.



Фиг. 7-7. Выпарной аппарат с горизонтальной выносной греющей камерой.

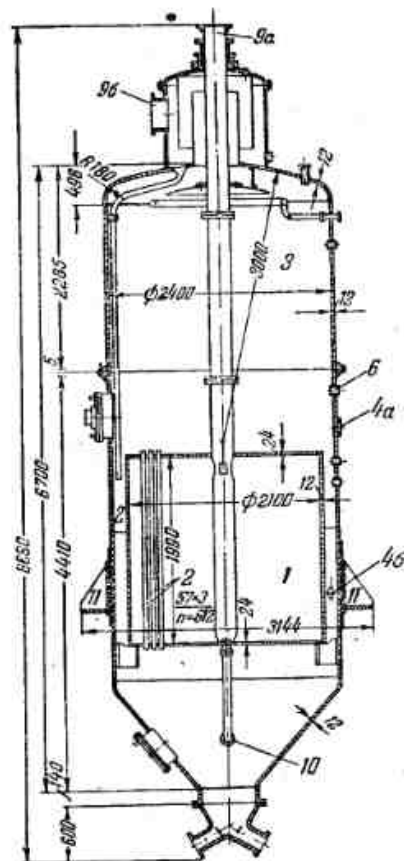
Кроме горизонтальных паротрубных выпарных аппаратов, в химической промышленности применяются горизонтальные выпарные аппараты с кипящей жидкостью внутри трубок и паром, конденсирующимся снаружи. Такой конструкцией является аппарат с горизонтальной выносной греющей камерой, изображенный на фиг. 7-7. Обозначения отдельных элементов аппарата сделаны на чертеже цифрами согласно ранее принятым обозначениям. Рассматриваемый аппарат выполняет свое назначение в части выпаривания раствора и удобен для чистки, так как горизонтальная его часть может быть при чистке легко отде-

лена от вертикального кожуха. Однако в части технических и технико-экономических показателей он значительно уступает другим конструкциям. В частности, его вес на 1 м^2 в 3,5 раза больше, чем у обыкновенного вертикального выпарного аппарата с циркуляционной трубой; стоимость его также значительно выше.

Такие перерасходы металла и средств никак не могут быть оправданы указанным ранее преимуществом — удобством очистки. Повидимому, тут имеют место укоренившиеся традиции. Следует отметить, что в последнее время Уралхиммашем начали изготавливаться аппараты рассматриваемого типа несколько более рациональной конструкции: вместо изогнутых трубок применяются горизонтальные, вальцованные в дополнительную трубную решетку.

г) Вертикальные выпарные аппараты

Этот тип конструкций испарителей и выпарных аппаратов появился в середине XIX в. и является в настоящее время наиболее распространенным и в то же время в некоторых модификациях наиболее перспективным для ближайшего будущего. В связи с этим ниже рассматривается несколько конструкций этого типа аппаратов. Рассмотрим сначала наиболее старый, но широко распространенный вертикальный выпарной аппарат с

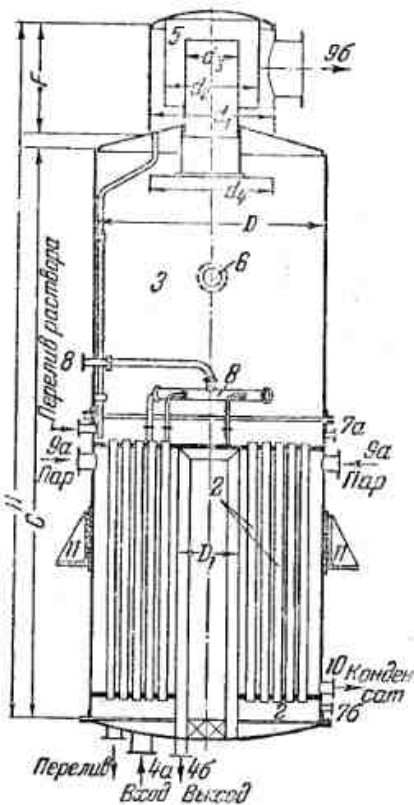


Фиг. 7-7а. Вертикальный выпарной аппарат с подвесной камерой.

внутренней циркуляционной трубой.

Этот тип аппарата был изображен на фиг. 7-1 и описан на стр. 317. Циркуляция в этом аппарате происходит «организованно» — кипящая жидкость поднимается по трубкам вверх и опускается вниз по циркуляционной трубе. Далее, часть жидкости (упаренная) уходит через нижний патрубок 4б, другая часть ее соединяется с вновь поступившей и поднимается снова по трубкам вверх. Таким образом, данный тип аппарата имеет много-

кратную циркуляцию (кратность циркуляции до 20—30 в зависимости от уровня кипящей жидкости и напряжения поверхности нагрева). Чистка трубок аппарата производится специальными щетками. Аппарат более компактен по сравнению с горизонтальными аппаратами и не имеет указанных ранее конструктивных недостатков.



Фиг. 7.8. Вертикальный выпарной аппарат секционного типа (Смелян-ский машиностроительный завод Главхиммаша).

Технико-экономические показатели этих аппаратов лучше, хотя коэффициенты теплопередачи обычного типа вертикальных аппаратов, как уже указывалось, и не выше, чем горизонтальных.

Вертикальный аппарат с подвесной камерой (фиг. 7-7а) имеет некоторые преимущества по сравнению с предыдущим вследствие более рационального подвода пара в середину камеры и более равномерного его распределения между трубками. Для циркуляции здесь также лучше условия, так как кольцевое пространство, играющее роль циркуляционной трубы, со стороны корпуса не обогревается. Кроме того, данная конструкция имеет большую термическую устойчивость при более высоких давлениях, почему и чаще применяется при высоких давлениях в качестве паропреобразователя. Однако по своим удельным показателям эта конструкция несколько уступает предыдущей.

Модернизованный вертикальный выпарной аппарат с удли-

ненными трубками отличается от первой конструкции вертикального аппарата не только длиной трубок, которая в данном случае доходит до 4,0 м (вместо 1—1,5), но и более организованной циркуляцией — подводом кипящей жидкости через коллектор снизу и отводом ее через специальное приспособление внизу циркуляционной трубы (через вставную воронку), вследствие чего не происходит смешивания основной мас-

сы упаренной жидкости с поступающей. Такой аппарат компактен и позволяет поместить в тех же габаритах по площади значительно большие поверхности нагрева и потому имеет лучшие удельные показатели.

Из данной группы выпарных аппаратов можно указать аппарат секционного типа (фиг. 7-8), изготавливаемый Смелянским машиностроительным заводом Главхиммаша.

Вертикальные выпарные аппараты с внутренней греющей камерой (типа ВВ) (фиг. 7-9) нормализованы Главхиммашем. Эта норма Главхиммаша распространяется на вертикальные одноходовые (несекционированные) выпарные аппараты с естественной циркуляцией, изготовляемые из углеродистой и легированной стали и применяемые в химической и смежных отраслях промышленности для выпаривания растворов с выделением и без выделения кристаллической фазы.

Основные размеры греющих камер выпарных аппаратов типа ВВ приведены в табл. 7-1. Полные поверхности нагрева здесь рассчитаны по наружному диаметру и полной длине трубок, причем диаметр трубок принят 38 и 57 мм, а полная длина их изменяется от 2 000 до 4 000 мм.

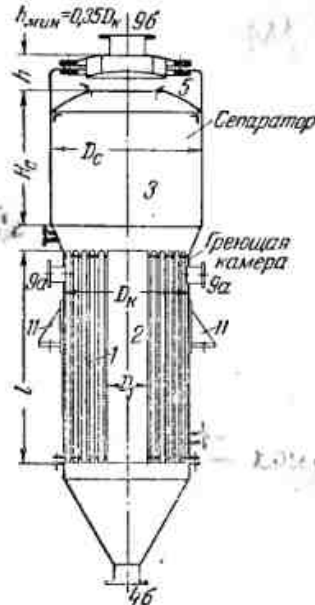
Количество трубок внутренней греющей камеры определено на основе разбивки трубных решеток по равносторонним треугольникам (см. § 3-3) с шагом $t = 48$ мм для трубок диаметром $d = 38$ и $t = 70$ мм для трубок диаметром $d = 57$ мм, причем диаметры ограничительных окружностей для трубок рассчитывались по формуле

$$D_0 = D_k - 2(s + 15) \text{ мм,}$$

где D_k — диаметр кожуха;

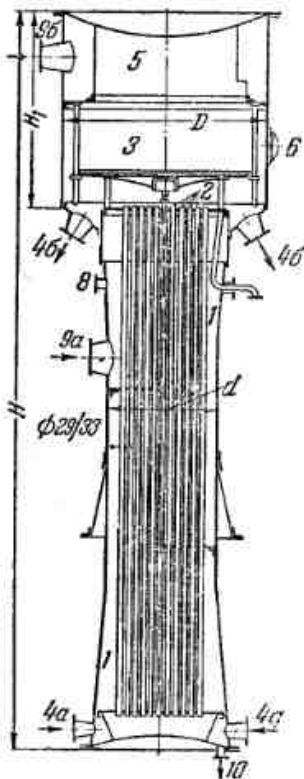
s — толщина стенки кожуха.

Размеры сепараторов выпарных аппаратов типа ВВ приведены в табл. 7-2 для различных значений номинальной поверхности нагрева F_k , диаметра кожуха D_k и для двух значений условного давления в пространстве вторичного пара: $P_y \geq 1 \text{ ата}$ и $P_y = 0,14 \text{ ата}$ при соответствующих минимальных высотах

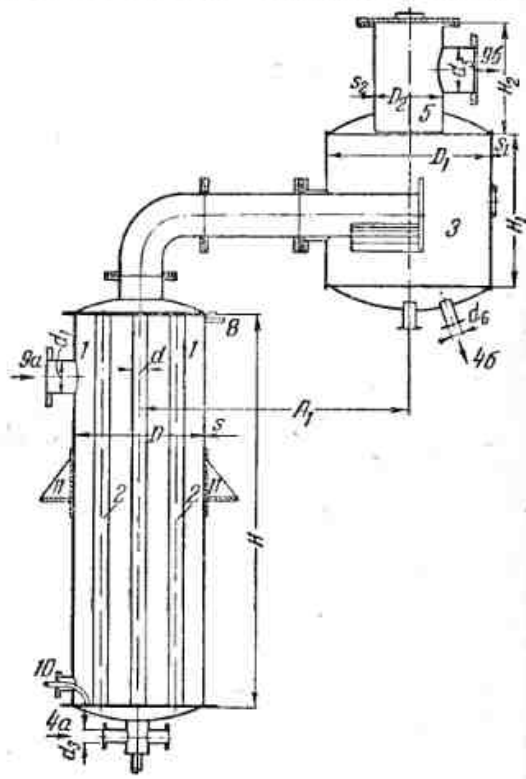


Фиг. 7-9. Вертикальный выпарной аппарат типа ВВ с внутренней греющей камерой (Главхиммаш).

Для воды и не особенно вязких жидкостей коэффициенты теплопередачи у этих аппаратов не выше, чем у обычных вертикальных. Хотя в смысле компактности по площади эти аппараты, как выше упоминалось, имеют преимущество перед обычными вертикальными, зато они более громоздки по высоте, менее удобны в отношении чистки. Удельный вес их на 1 м^2 поверхности почти такой же, а стоимость 1 м^2 несколько выше, чем для обычных вертикальных. Как и предыдущие, рассматриваемые аппараты применяются при потребности в больших поверхностях нагрева,



Фиг. 7-10. Вертикальный аппарат с длинными трубками (пленочного типа).



Фиг. 7-11. Вертикальный выпарной аппарат с выносными поверхностями нагрева.

а также при специфических технологических требованиях, о которых говорилось ранее.

Основное преимущество вертикальных аппаратов с выносными поверхностями нагрева (фиг. 7-11) перед всеми рассмотренными конструкциями — большее удобство чистки и возможность выключения секций на ходу. Хотя в части коэффициентов теплопередачи по имеющимся данным эта конструкция не имеет каких-

либо преимуществ, а в части занимаемой площади она несколько более громоздка, все же по своим удельным весовым показателям она стоит выше других. Так, например, эта конструкция в изготовлении завода «Большевик» по стоимости на 30—40% ниже обычного вертикального аппарата.

На фиг. 7-12 показана конструкция вертикального выпарного аппарата с вынесенной греющей камерой типа ВН по нормам Главхиммаша. В табл. 7-3 и 7-4 приведены основные размеры этих аппаратов.

Таблица 7-3

Основные размеры греющих камер выпарных аппаратов типа ВН (по нормам Главхиммаша)

Номинальная поверхность нагрева $F_{н}, \text{м}^2$	Наружные диаметры греющих трубок							
	$d = 28 \text{ мм}$				$d = 57 \text{ мм}$			
	Диаметр корпуса наружный $D_{к}, \text{мм}$	Длина трубок $l, \text{мм}$	Количество трубок n	Площадь поверхности нагрева $F, \text{м}^2$	Диаметр корпуса наружный $D_{к}, \text{мм}$	Длина трубок $l, \text{мм}$	Количество трубок n	Площадь поверхности нагрева $F, \text{м}^2$
100	800 1 000	5 000 3 000	189 300	113 108	800 1 000	7 000 4 000	83 137	104 98
150	800 1 000	7 000 4 000	189 300	158 143	1 000 1 200	7 000 4 000	137 207	172 148
250	1 000 1 200	7 000 4 000	300 477	251 228	1 200 1 600	7 000 4 000	207 319	258 270
350	1 200 1 400	7 000 4 000	477 625	400 300	1 400 1 800	7 000 4 000	281 477	352 342
500	1 400 1 600	7 000 5 000	625 851	520 513	1 600 2 000	7 000 5 000	379 629	474 563
700	1 600 1 800	7 000 5 000	851 1 097	710 650	2 000 —	7 000 —	629 —	788 —
900	1 800 2 000	7 000 5 000	1 097 1 345	915 800	— —	— —	— —	— —

д) Вертикальный выпарной аппарат с принудительной циркуляцией

На фиг. 7-13 приведен аппарат с принудительной циркуляцией. Следует отметить, что аппараты с принудительной циркуляцией согласно имеющимся опытным данным целесообразно применять в отдельных случаях при вязких жидкостях, когда эффект

Размеры сепараторов к выпарным аппаратам типа ВН по нормалю Главхиммаша
(D_c — диаметр сепаратора, мм; V_c — объем сепаратора, м³)

Поверхность нагревающего аппарата F_n , м ²	$P_y > 1 \text{ атм}$ и $H_c = 1800 \text{ мм}$								$P_y = 0,14 \text{ атм}$ и $H_c = 2400 \text{ мм}$							
	Диаметр кожуха греющей камеры D_k , мм								Диаметр кожуха греющей камеры D_k , мм							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	
D_c 100 V_c	800	1000	—	—	—	—	—	—	—	1200	—	—	—	—	—	
	0,9	1,4	—	—	—	—	—	—	—	2,7	—	—	—	—	—	
D_c 150 V_c	1000	1000	1200	—	—	—	—	—	—	1600	1600	—	—	—	—	
	1,4	1,4	2,0	—	—	—	—	—	—	4,8	4,8	—	—	—	—	
D_c 250 V_c	—	1200	1200	—	—	—	—	—	—	2000	2000	—	—	—	—	
	—	2,0	2,0	—	—	—	—	—	—	7,5	7,5	2000	2000	2400	2400	
D_c 350 V_c	—	—	1400	1400	—	1800	—	—	—	—	—	2400	2400	—	—	
	—	—	2,8	2,8	—	4,6	—	—	—	—	—	10,9	10,9	2800	2800	
D_c 500 V_c	—	—	—	1800	1800	—	—	—	—	—	—	2800	2800	—	—	
	—	—	—	4,6	4,6	—	—	—	—	—	—	14,8	14,8	2800	2800	
D_c 700 V_c	—	—	—	—	2000	2000	—	—	—	—	—	—	—	3200	3200	
	—	—	—	—	5,7	5,7	—	—	—	—	—	—	—	19,5	19,5	
D_c 900 V_c	—	—	—	—	—	2200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	—	—	—	—	—	6,9	6,9	—	—	—	—	—	—	3600	3600	

принудительной циркуляции в части повышения коэффициента теплопередачи является заметным по сравнению с обычной естественной циркуляцией.

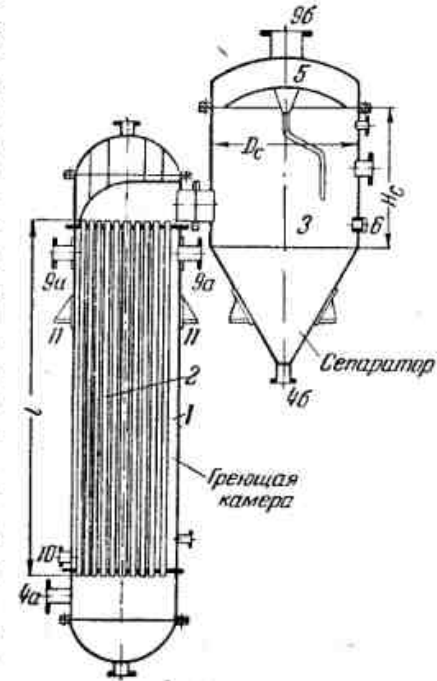
е) Аппараты специальных конструкций

Из таких аппаратов рассмотрим вакуум-аппарат системы Вывогого (фиг. 7-14), изготовлявшийся одно время заводами Химмаштреста для сахарной промышленности. Это аппарат с радиальными ребристыми элементами поверхности нагрева. Как показали его испытания и работа на сахарных заводах, по технологической равномерности процесса уваривания и по теплопередаче и циркуляции кипящей жидкости аппарат имеет несомненные преимущества, однако в части конструктивной — трудностей изготовления, ремонта и монтажа — он оказался значительно хуже других аппаратов, и в настоящее время в предложенном изобретателем оформлении он не изготавливается.

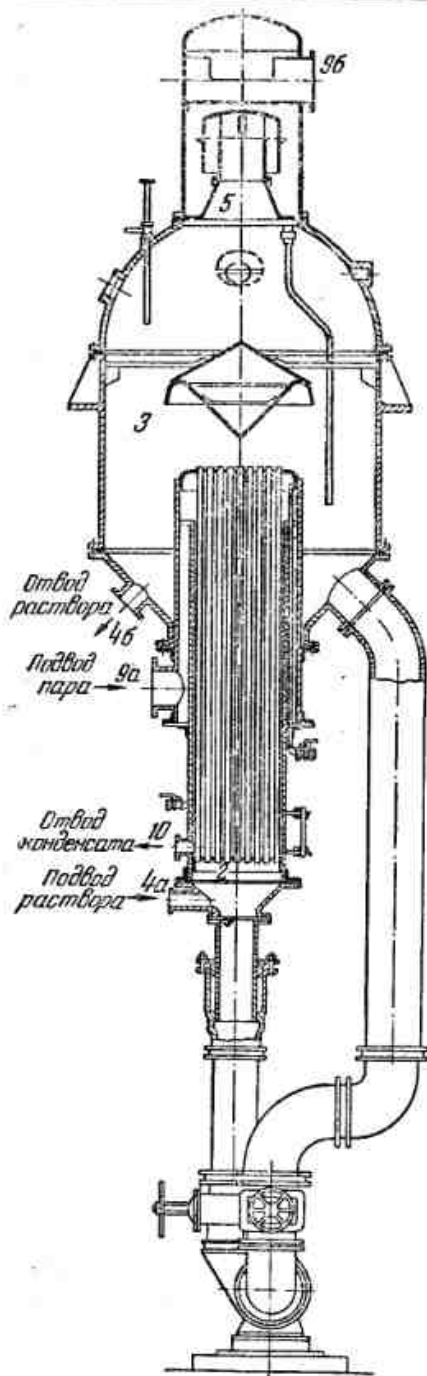
Других же конструктивных форм пока не найдено. Судьба этого аппарата весьма поучительна и указывает на необходимость при конструировании аппаратов удовлетворять в основном всем трем ранее указанным категориям требований.

ж) Общее суждение об отдельных конструкциях

Как видно из приведенного описания, указанным ранее трем комплексным требованиям согласно имеющимся пока неполным данным лучше всего удовлетворяет вертикальный тип испарителя и выпарного аппарата. Из отдельных конструкций вертикального типа заслуживает предпочтение вертикальный тип с более длинными трубками — до 4,0 м. Прочие типы могут, конечно, применяться в тех либо иных случаях при наличии отдельных специфических требований. По данным исследований (например, Ушатинского) перспективным вертикальным типом является тип с выносной поверхностью.



Фиг. 7-12. Вертикальный выпарной аппарат типа ВН с вынесенной греющей камерой (Главхиммаш).

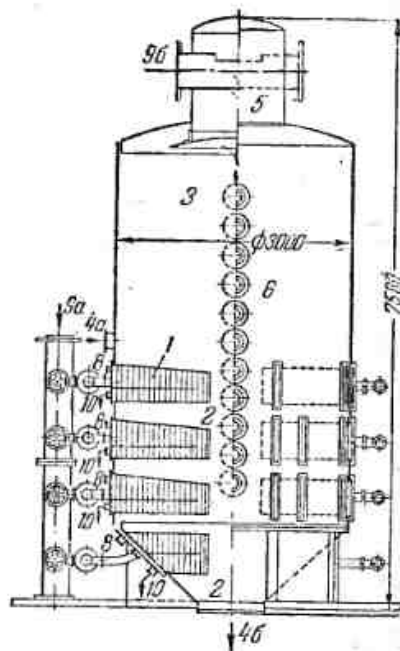


Фиг. 7-14. Вакуум-аппарат системы Вырвого.

Фиг. 7-13. Вертикальный выпарной аппарат с принудительной циркуляцией.

Машиностроительным организациям следует отказаться от постройки горизонтальных конструкций с такими резко выраженными отрицательными показателями, как выпарной аппарат с горизонтальной выносной греющей камерой.

Исключение составляет кожухотрубный горизонтальный испаритель для холодильных установок, изготавливаемый заводом «Компрессор». Это исключение объясняется специфичностью данной конструкции, где греющим теплоносителем яв-



ляется не конденсирующийся пар, а охлаждаемая жидкость, проходящая по трубкам. Этот испаритель, как уже частично указывалось, имеет значительные преимущества перед громоздким и дорогостоящим вертикальным испарителем завода «Компрессор», от изготовления которого следует отказаться.

Из сказанного, конечно, не следует, что работающие горизонтальные конструкции следует немедленно удалить, заменив их новыми вертикальными. Преимущества вертикальных аппаратов не настолько велики, чтобы сделать это, а необходимость максимального использования существующего оборудования является одной из основных задач нашего планового социалистического хозяйства. Поэтому необходимо горизонтальные испарители и выпарные аппараты, как и другие конструкции специальных типов, где нет резко выраженных отрицательных характеристик по какому-либо из указанных ранее требований, довести до естественного износа. Необходимо в то же время работать над созданием новых конструкций, максимально удовлетворяющих указанным требованиям. При этом следует учитывать назначение аппарата (испаритель либо выпарной аппарат) и особенности отдельных видов промышленности (групп, близких друг к другу).

7-5. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Выше указывалось на то, что о достоинстве того или иного решения ряда существенных вопросов, имеющих отношение к одной и той же конструкции испарителей и выпарных аппаратов, не существует определенного мнения, и различные заводы выполняют одно и то же вспомогательное устройство по-разному, ничем этого не обосновывая. Там же был приведен пример в части места подвода жидкости в аппарат. Разберем лишь несколько вопросов подобного рода, причем начнем с только что приведенного.

а) Место подвода и отвода нагреваемой жидкости

Ранее отмечалось, что наиболее распространенным способом подвода жидкости в аппарат, принятым, в частности, у нас Химмаштрестом, является подвод сбоку над верхней трубной решеткой либо сбоку сверху кольцевого пространства. Однако другие заводы, конструкторы и авторы делают подвод жидкости снизу, под трубки. По нашему мнению последний способ подвода жидкости, подлежащей нагреву, особенно в исполнении некоторых авторов, кольцевым трубопроводом либо корытообразным коллектором с отверстиями сверху, является более правильным, и его следует рекомендовать, если растворы не дают больших отложений, забивающих отверстия. Подвод сверху противодейст-

ует циркуляции, тогда как подвод жидкости под трубки, особенно в многокорпусных выпарных аппаратах, где имеет место самоиспарение, наоборот, содействует циркуляции. Отвод жидкости по тем же соображениям, а также чтобы не происходило смешивания поступающей жидкости с основной упаренной массой, рационально производить из конца циркуляционной трубы либо кольцевого пространства (в последнем случае — в нескольких местах).

б) Подвод пара в аппарат

По этому вопросу также существуют разные мнения у различных авторов: встречается подвод пара снизу в камеру (в боковой части), сверху и посередине. По нашему мнению подвод пара в камеру следует производить сверху — в боковой части корпуса, причем в нескольких местах — лучше всего в четырех, попарно противоположных одно другому. При таком устройстве обеспечиваются более равномерное нагревание отдельных трубок и равномерное стекание конденсата по пути движения пара.

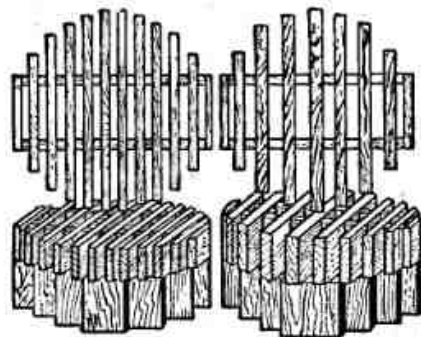
в) Место отвода неконденсирующихся газов

В аппаратах, строящихся у нас, в частности Химмаштрестом, отвод неконденсирующихся газов производится сверху в нескольких местах камеры, но ближе к центру. Ряд авторов рекомендует делать отвод в нескольких местах камеры по высоте — в местах, где можно ожидать скопления неконденсирующихся газов. Другие авторы рекомендуют отводить газы возле мест удаления конденсата. По нашему мнению последнее суждение является более правильным, так как в местах, наиболее удаленных от места ввода или нахождения пара, в местах, где удаляется конденсат, можно ожидать скопления неконденсирующихся газов, увлекаемых стекающим конденсатом, если удельный вес газов не меньше удельного веса водяного пара. Пока не выяснены моделированием другие места, откуда рационально было бы удалять неконденсирующиеся газы, следовало бы по нашему мнению иметь два места отвода газов — одно вверху в разных местах, причем не только по периферии, но и по радиусу, т. е. ближе к наружным стенкам камеры, другое внизу в месте отвода конденсата, наиболее удаленном от ввода пара. Если греющая камера аппарата работает под давлением, то в указанных местах камеры целесообразно поставить краны для периодического удаления неконденсирующихся газов.

г) Сепарационные устройства

Во избежание уноса частиц кипящей жидкости со вторичным паром прежде всего следует иметь достаточный объем пространства вторичного пара и, далее, вблизи отвода этого па-

ра — сепарирующее устройство. Основные требования, предъявляемые к сепарирующим устройствам, иногда называемым «ловушками», — это: хорошо выполнять свою основную функцию — отделять частицы унесенной жидкости и удалять их обратно в пространство с кипящей жидкостью — и представлять минимальное сопротивление, что связано с минимальными потерями давления в нем. Кроме того, конечно, сепарирующее устройство должно быть не очень сложным и громоздким.



Фиг. 7-15. Элементы сепаратора с хордовыми насадками.

Наиболее подходящим сепарирующим устройством, нам думается, следует считать в настоящее время так называемые «хордовые насадки», применяемые иногда, например, в сахарной промышленности (фиг. 7-15).

7-6. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ВЫБОРУ КОНСТРУКЦИИ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Задачей конструирования испарителя и выпарного аппарата является возможно полное удовлетворение трех основных комплексных требований, указанных в § 7-3: технологических, конструктивно-эксплуатационных и оптимальных технических и технико-экономических показателей. Полное удовлетворение всех трех требований можно себе представить у так называемой «оптимальной модели» выпарного аппарата. Такой оптимальной моделью выпарного аппарата в части коэффициента теплопередачи мог бы быть аппарат, у которого k максимально, что будет иметь место, когда термические сопротивления с обеих сторон стенки будут минимальными, а условия образования осадков и удаления неконденсирующихся газов наиболее благоприятными. Построение такой оптимальной модели нередко представляет затруднения, так как отдельные факторы на отдельных участках могут действовать в противоположном направлении. Так, например, влияние на величину k увеличения весового напряжения поверхности нагрева на участке конденсации греющего пара и на участке кипящей жидкости — противоположно. В таких случаях необходимо выяснить, где для данного аппарата, а значит, и данной оптимальной модели имеет место основное термическое сопротивление.

Пример аппарата, удовлетворяющего двум из указанных основных трех требований, но резко не удовлетворяющего третьему, был ранее указан (аппарат системы Вывого).

Оценкой качества данной конструкции служит степень приближения к оптимальной модели. При построении оптимальной модели следует производить анализ существующих конструкций на базе указанных требований, выяснять лучшие стороны отдельных конструкций и стараться переносить эти лучшие стороны на другие конструкции, тем самым кладя их в основу построения оптимальной модели.

Другими способами построения оптимальной модели являются сравнительные расчеты различных вариантов. Расчеты должны быть тепловыми, гидравлическими, конструктивными и механическими. Оптимальная модель должна по возможности отвечать оптимальному варианту каждого типа расчетов. В случае наличия какого-либо противоречия между отдельными вариантами вопрос должен решаться на основе технико-экономического сравнения.

7-7. ОПТИМАЛЬНЫЙ РЕЖИМ РАБОТЫ ИСПАРИТЕЛЕЙ И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ

Оптимальный режим данного типа теплоиспользующих аппаратов заключается в получении требуемого количества вторичного пара заданных параметров (l и соответственно p) при минимальной затрате первичного пара. В выпарном аппарате это связано с повышением концентрации раствора до требуемых пределов. Оптимальный режим осуществляется при условии минимально возможных потерь с отходящим конденсатом и в окружающей среде и максимально возможного коэффициента теплопередачи. Последнее требование связано в данном случае с четырьмя основными факторами, влияющими на этот коэффициент на различных участках теплопередачи:

а) Поддержание оптимального уровня кипящей жидкости. Этот уровень согласно опытным данным советских и зарубежных исследователей колеблется в пределах от 30 до 70% в зависимости в основном от плотности, концентрации раствора и весового напряжения поверхности нагрева, увеличиваясь с увеличением плотности и концентрации (таким образом при заданном U для воды и разбавленных растворов получаются меньшие значения, для концентрированных — большие).

Практически за оптимальный уровень в работе аппарата принимается минимальный уровень по мерному стеклу, при котором по наблюдениям верхняя часть поверхности нагрева еще покрыта кипящей жидкостью. Как чрезмерное понижение, так и повышенные уровни против оптимального снижает k ; при этом снижение влияет на величину k значительно резче.

б) Отвод воздуха и неконденсирующихся газов из греющей камеры аппарата, как это указывалось для подогревателя.

в) Надлежащий отвод конденсата, о чем также указывалось ранее.

г) Соблюдение должного режима в отношении качества поступающей жидкости с целью уменьшения накипобразования (например, в сахарных соках — поддержание оптимальной щелочности), а также в смысле поддержания оптимальных напряжений поверхности нагрева (см. гл. 6).

С точки зрения данного фактора для соблюдения оптимального режима необходимы также остановка и тщательная систематическая очистка от накипи испарителей и выпарных аппаратов. Влияние накипи зависит от качества ее и оказывается различным в зависимости от вида и плотности кипящей жидкости. Влияние одного и того же вида накипи одинаковой толщины для воды и растворов с малой концентрацией резче, чем для более концентрированных растворов; это объясняется различными относительными значениями этого термического сопротивления по сравнению с другими.

Тепловой контроль испарителя либо выпарного аппарата заключается в наблюдении за соответствующими давлениями и температурами в пространстве вторичного пара и в камере, а также в периодической проверке соблюдения уровня, работы оттяжек и отвода конденсатов. Для выпарных аппаратов необходима также систематическая проверка плотности поступающего и выходящего из аппарата раствора. Специальные наблюдения и испытания производятся аналогично сказанному ранее для подогревателя. Здесь следует только отметить особую необходимость точного замера температур либо давлений (разрежений), определяющих полезную разность температур и вместе с количеством конденсата — величину k . При малых разностях температур, например 4—5° С, иногда имеющих место, ошибка в измерениях в 1° С уже дает ошибку в определении k на 20% и более.

Основным способом уменьшения расхода пара при достижении той же производительности по вторичному пару является применение многократности испарения с последовательным соединением по пару. Наиболее сложной выпарной установкой является установка с отбором вторичных паров на нужды обогрева и упаривания.

Необходимо отметить, что производительность выпарной установки следует рассматривать не отдельно по корпусам, а комплексно, в целом, причем вместе с аппаратурой, обогреваемой вторичными парами. Установка саморегулируется, и температуры на отдельных корпусах устанавливаются соответственно величине поверхности нагрева, количеству выпаренной воды и коэффициенту теплопередачи данного корпуса.

В соответствии со сказанным оптимальный режим многокорпусной выпарной установки заключается в выполнении ею технологических функций, в частности достижении требуемой конечной концентрации раствора и получении необходимого количества вторичных паров требуемых параметров для нужд тепловой аппаратуры при минимальном расходе греющего пара на первый корпус установки. Это достигается соблюдением заданной кратности испарения и правильности отбора вторичных паров из отдельных корпусов согласно расчету. Обычно минимальный расход греющего пара первого корпуса острого пара бывает при максимально возможном в данных условиях отборе из корпусов, находящихся ближе к концу выпарной станции при выпарке под разрежением. Что касается начальной и конечной температур, определяющих производительность выпарной станции, работающей под разрежением, то они определяются поддержанием нормального давления пара, греющего первый корпус, что обычно зависит от нормальной работы парового двигателя и котельного агрегата, и поддержанием надлежащего вакуума на последнем корпусе, обусловливаемого правильной работой конденсаторной установки.

Тепловой контроль, уход и обслуживание многокорпусной установки осуществляются на базе того, что было ранее сказано по данному вопросу для отдельного испарителя и выпарного аппарата. Здесь следует добавить только, что при текущем контроле достаточно наблюдений за температурами либо разрежениями (давлениями) на отдельных корпусах и наблюдений за плотностью начального и конечного растворов. При специальных опытах дополнительно наблюдаются температуры греющего пара термометрами, установленными на паропроводах, отбираются пробы продукта на промежуточных коммуникациях между корпусами для определения концентрации этого продукта, замеряется расход пара на первый корпус парометром.

При испытании выпарной станции, кроме того, замеряются расходомером количество продукта, поступающего на первый корпус, и количество холодной воды, идущей на конденсатор для контроля путем составления баланса конденсатора. Попеременно также находятся коэффициенты теплопередачи отдельных аппаратов по методике, основы которой были даны ранее. Продолжительность испытания выпарной станции — смена — при нормальной работе и производительности. Лучше же производить испытание в течение суток.

Регулирование работы многокорпусной установки производится в основном вентилем пара, греющего первый корпус, в зависимости от подачи продукта, и промежуточными вентилями на продуктовой коммуникации между корпусами. В отдельных случаях регулировка дополнительно может осуществляться

ся регулированием разрежения в последнем корпусе посредством дроссель-клапана на паровой коммуникации к конденсатору. Регулировка выпарной станции может частично осуществляться также путем регулирования количества холодной воды, поступающей на конденсатор. В соответствии с этим автоматическое регулирование выпарной станции осуществляется: а) воздействием на вентиль греющего пара первого корпуса от вентиля, подающего продукт в зависимости от плотности выходящего продукта; б) перепускными вентилями из паровой коммуникации на другие корпуса в зависимости от температур на этих корпусах; в) автоматическими регуляторами поддержания постоянного уровня на отдельных корпусах, также связанными с поступлением продукта и выходом его.

Конденсаторная установка. Как уже указывалось, при многокорпусной выпарной установке под разрежением важным элементом регулирования работы этой установки является разрежение в последнем корпусе, осуществляемое конденсаторной установкой. Эта установка состоит из барометрического конденсатора, воздушного насоса и воздушной коммуникации. Оптимальный режим этой установки заключается в поддержании в последнем корпусе требуемого разрежения при возможно минимальном количестве холодной воды на конденсатор, возможно минимальной затрате работы на воздушный насос и возможно меньших потерях разрежения в коммуникации. Таким образом, к работе конденсаторной установки необходимо подходить комплексно, как и к работе самой выпарной установки. Работа насоса и коммуникации проверяется снятием индикаторных диаграмм воздушного насоса при закрытом и открытом вентиле, а также наблюдением за температурами барометра, холодной воды и воздуха, поступающего на воздушный насос. Текущий контроль заключается в наблюдении только соответствующих температур и разрежений. При специальных опытах (испытаниях) следует также измерять водомером количество холодной воды, поступающей на конденсатор. Температуру барометрической воды следует замерять на барометрической трубе. При наличии указанных замеров можно составить тепловой баланс конденсатора и определить количество выпаренной воды на последнем корпусе, если конденсатор обслуживает только данную выпарную станцию. Проверка трубопроводов в отдельных местах производится их осмотром в соединениях.

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОБМЕННЫХ
И ВЫПАРНЫХ АППАРАТОВ8-1. ЗАДАЧИ И СОДЕРЖАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ЭЛЕМЕНТОВ ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Задачами механического расчета элементов (деталей) теплообменных аппаратов являются выбор конструктивной формы узла аппарата и определение основных минимально необходимых размеров элементов его, гарантирующих их безусловную прочность в условиях дальнейшей длительной эксплуатации аппарата.

Среди встречающихся геометрических форм конструктивного оформления теплообменных аппаратов в подавляющем большинстве случаев приходится сталкиваться с цилиндрической формой аппарата, так как она является наиболее распространенной производственно-компактной формой аппаратов (сосудов).

Поэтому ниже мы рассмотрим механический расчет общих с механико-конструктивной стороны основных элементов теплообменных аппаратов цилиндрической формы, расчет которых мало отражается в общих курсах деталей машин. Здесь рассматриваются следующие основные элементы аппаратов: цилиндрические обечайки корпуса аппарата, его днища, трубные плиты (решетки), уплотняющие прокладки разъемных прочно-плотных соединений, укрепляющие кольца или патрубки вырезов (отверстий) в корпусе аппарата, фланцы, опоры (лапы) и т. д.

В соответствии со сказанным содержание механического расчета элементов теплообменных аппаратов цилиндрической формы сводится к следующим основным разделам:

- 1) расчет элементов корпуса аппарата;
- 2) расчет укреплений вырезов (отверстий) в аппаратах;
- 3) расчет трубчатого теплообменного устройства;
- 4) расчет разъемных прочно-плотных соединений;
- 5) расчет опор лап.

Для иллюстрации приемов механического расчета отдельных элементов теплообменных аппаратов здесь будут приведены примеры механических расчетов:

- а) выпарного аппарата;
- б) теплообменника;
- в) реактора (с паровой рубашкой).

Исходными данными для механического расчета элементов теплообменных аппаратов обычно являются результаты теплового и конструктивного расчетов с учетом химической агрессивности среды, связанной с технологией производства. Таким образом, из всех расчетов механический расчет является обычно завершающим и выполняется после теплового, конструктивного и гидромеханического расчетов.

Механические расчеты, так же как и рассмотренные выше тепловые расчеты, могут быть двух видов: проектные и поверочные.

Проектные расчеты определяют основные минимально необходимые размеры элементов проектируемого аппарата, гарантирующие их безусловную прочность в работе.

Поверочные расчеты проверяют прочность отдельных элементов существующего аппарата и определяют возможность использования его в конкретных условиях изменившегося технологического процесса.

8-2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ЭЛЕМЕНТАМ
ТЕПЛОБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Подавляющее большинство теплообменных аппаратов, обеспечивающих проведение того или иного технологического процесса, является аппаратами (сосудами), работающими под давлением выше 1,7 атa. Все эти аппараты находятся под контролем Управления Котлонадзора Госгортехнадзора СССР и их проектирование, изготовление и дальнейшая эксплуатация регламентируются «Правилами устройства, установки и освидетельствования сосудов (пароприемников) и других приборов и аппаратов, работающих под давлением»¹.

Конструкция и расчет элементов аппаратов, подлежащих действию указанных правил, должны соответствовать наибольшему допускаемому в аппарате рабочему давлению с учетом возможных температурных напряжений и напряжений, возникающих при гидравлическом испытании аппарата, а также с учетом коррозионного действия среды.

При изготовлении корпусов теплообменных аппаратов, работающих под давлением, главную роль в вопросах прочности их в большинстве случаев играет качество выполненных сварочных работ. При этом от прочности сварных швов зависит прочность корпуса аппарата, т. е. надежность и безопасность его дальнейшей эксплуатации. Поэтому Инспекцией котлонадзора разработаны обязательные «Правила по применению сварки при проектировании и изготовлении аппаратов и сосудов, работающих под давлением свыше 1,7 атa».

¹ Справочник по котлонадзору, Госэнергоиздат, 1951.

Согласно этим правилам сварные металлоизделия для аппаратов, работающих под давлением выше 1,7 ата, в зависимости от рабочих температур и давлений делятся на пять категорий (табл. 8-1).

Таблица 8-1

Категории сосудов и выбор металла в зависимости от категории (по данным Котлонадзора)

Категория сосуда	Температура стенки, °С	Допускаемое избыточное давление, кг/см ²	Допускаемые к применению стали
I	До 750	До 850	Высоколегированные стали
II	До 550		Средние и низколегированные
III	До 475	До 50	Средние, низколегированные и качественные углеродистые
IV	До 350		Качественные углеродистые и углеродистые обыкновенного качества
V	До 200	До 16	Углеродистые обыкновенного качества

Котлонадзор рекомендует принимать допускаемое напряжение σ_d по соотношениям:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_b}{n_b} = \frac{\sigma_m^t}{n_m} = \frac{\sigma_n^t}{n_n}$$

где σ_b — предел прочности материала при 20°С;
 σ_m^t — условный предел текучести (0,2%) при рабочей температуре;
 σ_n^t — условный предел ползучести (10⁻⁷ мм/мм час) при рабочей температуре стенки;
 n_b, n_m, n_n — соответствующие запасы прочности (табл. 8-2).

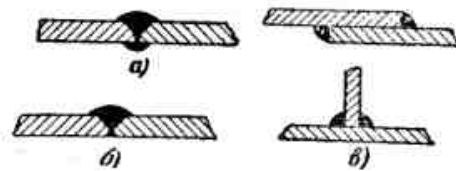
Таблица 8-2

Значения коэффициентов запаса прочности при расчете стальных цилиндрических сосудов

Категория сосудов	Запасы прочности		
	n_b	n_m	n_n
I, II, III	—	1,8 ÷ 2,0	1
IV	4,35	1,8	1
V	4	—	—

Указанные в табл. 8-2 коэффициенты должны быть увеличены: на 50% при расчете сосудов, в которых давление и температура могут повыситься в результате химических реак

ций, и при расчете литых стальных сосудов; на 15% — при расчете сосудов с огневым обогревом.



Фиг. 8-1. Типы стыковых и валиковых швов.

а — стыковой шов, подваренный со стороны вершины; б — стыковой шов, сваренный только с одной стороны; в — валиковые швы в соединенных втавр и внахлестку.

При расчете сварных соединений в аппаратах, работающих под давлением, отнесенных ко всем категориям сосудов, вводятся следующие принятые как стандарт коэффициенты прочности φ стыковых и валиковых швов, показанных на фиг. 8-1:

- а) для всех видов стыковых швов, подвариваемых со стороны вершины шва, $\varphi = 0,95$ (фиг. 8-1,а);
- б) для всех видов стыковых швов, свариваемых только с одной стороны, $\varphi = 0,7$ (фиг. 8-1,б);
- в) для валиковых швов, применяемых в соединениях втавр и внахлестку, при наличии шва также с противоположной стороны $\varphi = 0,8$ (фиг. 8-1,в).

8-3. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА АППАРАТА

Цилиндрический корпус теплообменного аппарата состоит из отдельных сваренных между собой цилиндрических обечайек и двух днищ или крышек, закрывающих торцевые части его.

В зависимости от давления рабочей среды в аппарате цилиндрические обечайки и днища его будут находиться под внутренним или наружным избыточным давлением. Исходя из этого, механический расчет элементов корпуса аппарата должен состоять из: а) расчета цилиндрических обечайек, подверженных внутреннему или наружному избыточному давлению; б) расчета подверженных избыточному давлению днищ, среди которых различают:

- 1) выпуклые днища; 2) сферические неотбортованные днища; 3) конические днища.

Прежде чем перейти к изложению механических расчетов элементов корпуса аппарата, условимся, что рассматриваемые цилиндрические аппараты относятся к „тонкостенным сосудам“, т. е. к таким, у которых толщина стенки

$$\delta \leq 0,03D_0,$$

где D_0 — внутренний диаметр аппарата (сосуда), а касательные напряжения по толщине стенки распределяются равномерно.

а) Расчет цилиндрических обечаек

1. Обечайка под внутренним избыточным давлением

Толщина стенки цилиндрической обечайки δ , находящейся под внутренним избыточным давлением, рассчитывается из условия прочности на разрыв по следующей формуле:

$$\delta = \frac{P_e \cdot D_e}{2 \cdot \sigma_d \cdot \varphi} + C \text{ см}, \quad (8-1)$$

где P_e — внутреннее избыточное давление в аппарате, кг/см^2 ;
 σ_d — допускаемое напряжение на разрыв материала обечайки, кг/см^2 ;
 φ — коэффициент прочности сварного шва;
 C — прибавка на коррозию, см .

Величина допускаемого напряжения материала обечайки на разрыв σ_d определяется по механическим характеристикам материала, т. е. по пределу прочности его σ_b или по пределу текучести σ_m с учетом обязательного коэффициента запаса прочности материала n .

Значения σ_b и σ_m для наиболее распространенных марок углеродистых сталей, применяющихся при изготовлении теплообменных аппаратов, приведены в табл. 8-3.

Механические свойства углеродистых сталей

Таблица 8-3

Марка стали	σ_b , кг/см^2	σ_m , кг/см^2 , при температуре t , $^{\circ}\text{C}$								ГОСТ
		20	200	250	300	350	400	450	500	
10	3 200—4 200	1 800	1 600	1 500	1 350	1 150	1 000	800	600	1050-41
МСТ-2	3 400—4 200	2 000	1 600	1 500	1 350	1 150	1 000	800	600	380-41
15	3 500—4 500	2 000	1 750	1 650	1 450	1 250	1 100	900	700	1050-41
МСТ-3	3 800—4 700	2 200	1 800	1 700	1 500	1 300	1 150	900	700	380-41
20	4 000—5 000	2 200	1 900	1 750	1 550	1 350	1 200	1 000	800	1050-41
МСТ-4	4 200—5 200	2 400	1 950	1 800	1 600	1 400	1 250	1 000	800	380-41
25	4 300—5 500	2 400	2 000	1 850	1 650	1 450	1 300	1 100	900	1050-41
30	4 800—6 000	2 600	2 200	2 000	1 750	1 550	1 350	1 150	950	1050-41
35	5 200—6 500	2 800	2 400	2 150	1 900	1 700	1 450	1 250	1 050	1050-41

Коэффициенты прочности сварного шва φ выбираются в зависимости от принятого типа шва согласно приведенным выше принятым как стандарт значениям.

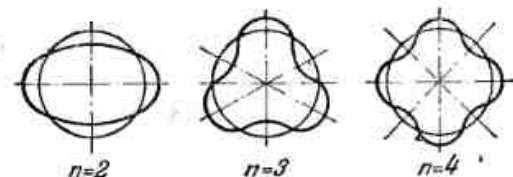
Величину прибавки на коррозию C практически принимают в зависимости от материала обечайки и химической агрессивности среды в пределах 0,1—0,8 см .

Приведенная формула (8-1) с достаточной надежностью может быть использована как для проектного расчета (по заданным P_e и D_e определить минимально необходимую толщину δ обечайки проектируемого аппарата), так и для поверочного расчета (по заданным D_e и δ обечайки работающего аппарата определить максимально возможное давление P_e).

2. Обечайки под наружным избыточным давлением

В аппаратах, подверженных внутреннему избыточному давлению, цилиндрическая форма обечайки является устойчивой, и поэтому толщину стенки ее достаточно рассчитывать на прочность по формуле (8-1).

В аппаратах, подверженных наружному избыточному давлению, цилиндрическая форма обечайки является неустойчивой, и поэтому ее необходимо рассчитывать не только на прочность



Фиг. 8-2. К расчету цилиндрической обечайки на наружное избыточное давление.

при сжатии, но и на устойчивость против деформации (вмятия, сплющивания) цилиндрической стенки.

Эта деформация (вмятия, сплющивания) под влиянием наружного избыточного давления может произойти в том случае, если последнее будет больше критического давления, соответствующего данным размерам цилиндрической обечайки.

Среди формул для определения критического давления наиболее удобной для практических расчетов и дающей достаточно точные результаты является формула¹

$$P_{кр} = \frac{E \cdot \delta}{D} \left[\frac{\pi^4}{8n^4(n^2-1)} \left(\frac{D}{L} \right)^4 + \frac{2(n^2-1)}{3(1-\mu^2)} \left(\frac{\delta}{D} \right)^2 \right], \quad (8-2)$$

где $P_{кр}$ — критическое наружное избыточное давление, кг/см^2 , при котором теряется устойчивость цилиндрической обечайки и она деформируется;

E — модуль упругости, кг/см^2 ;

D — диаметр цилиндра, см ;

¹ В. М. Рамм, Расчет сосудов на наружное давление, „Химическая промышленность“, 1944, № 4.

n — число волн, образующихся в сечении цилиндрической обечайки при ее деформации; оно может быть равно любому целому числу, начиная с $n=2$ (см. фиг. 8-2), причем деформация цилиндрической обечайки происходит при таком значении n , при котором $P_{кр}$ получается минимальным;

L — длина цилиндрической обечайки, см, или расстояние между жесткими креплениями ее;

μ — коэффициент Пуассона.

Для уменьшения громоздкости расчета сделаем некоторые упрощения, которые не изменят практической точности расчета.

Если обозначить $x = \frac{D}{\delta}$ и $y = \frac{L}{D}$ и подставить одновременно значение $\mu = 0,3$ в формулу (8-2), получим уравнение:

$$P_{кр} = \frac{E}{x} \left[\frac{12,2}{n^2(n^2-1)y^4} + \frac{0,73(n^2-1)}{x^2} \right]. \quad (8-3)$$

Дифференцируя уравнение (8-3), приравнявая производную нулю и сделав упрощения, получим:

$$n = \sqrt{\frac{7,06x}{y^2}}. \quad (8-4)$$

Полученное значение n соответствует минимальному значению $P_{кр}$ и, следовательно, является расчетным.

Подставляя значение n , полученное по формуле (8-4), в формулу (8-3) и пренебрегая единицей в выражении (n^2-1) , получим:

$$P_{кр} = \frac{2,6E}{yx^2\sqrt{x}} = \frac{2,6ED}{Lx^2\sqrt{x}}. \quad (8-5)$$

Полученная довольно простая формула для $P_{кр}$ имеет свои границы применения. При длинных цилиндрических обечайках y стремится к бесконечности. При $y = \infty$ и $n = 2$, когда $P_{кр}$ будет минимальным, из формулы (8-3) получим следующее значение $P_{кр}$:

$$P_{кр} = \frac{2,2E}{x^3}. \quad (8-6)$$

Таким образом, при длине цилиндрической обечайки $L > L_{кр}$ критическое давление не зависит от длины цилиндра и определяется по формуле (8-6); при длине обечайки $L < L_{кр}$ критическое давление обратно пропорционально длине цилиндра и может быть определено по формуле (8-5). Значение величины критической длины $L_{кр}$ определится из приравнивания уравнений (8-5) и (8-6), откуда

$$y_{кр} = 1,17\sqrt{x},$$

или

$$L_{кр} = 1,17 D \sqrt{x}. \quad (8-7)$$

При коротких или толстостенных цилиндрических обечайках критическое давление достигает столь большой величины, что разрушение от сжимающих напряжений может происходить и при наружном давлении, меньшем $P_{кр}$. В этом случае расчет производится не на устойчивость, а только на простое сжатие по формуле

$$P = \frac{2 \cdot \delta \cdot \varphi \cdot \sigma_{сж}}{D} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_{сж}}{x}. \quad (8-8)$$

Нижним пределом применимости формулы (8-5), при котором еще должен производиться расчет на устойчивость цилиндрических обечайек, является

$$y_{мин} = \frac{1,3E}{m \cdot \varphi \cdot \sigma_{сж} \cdot x \sqrt{x}},$$

или

$$L_{мин} = \frac{1,3E \cdot D}{m \cdot \varphi \cdot \sigma_{сж} \cdot x \sqrt{x}}. \quad (8-9)$$

где m — запас на устойчивость цилиндрической обечайки; величину запаса устойчивости следует принимать для цилиндрических обечайек, изготовленных:

- а) из углеродистых сталей при обычной точности изготовления — 5 ÷ 6;
- б) из цветных металлов и легированных сталей при той же точности изготовления — 4 ÷ 5;

$\sigma_{сж}$ — допускаемое напряжение сжатия материала обечайки, кг/см².

Допускаемое наружное давление может быть определено по формуле

$$P_n = \frac{P_{кр}}{m}, \quad (8-10)$$

откуда

$$P_{кр} = P_n \cdot m. \quad (8-10a)$$

Тогда толщину стенки δ цилиндрической обечайки, работающей под наружным избыточным давлением, можно определить следующим образом:

1. При $L_{мин} < L < L_{кр}$. Из формулы (8-5), подставляя значение $P_{кр}$ из уравнения (8-10a), определяем:

$$x = \frac{D}{\delta} = \left(\frac{2,6E}{P_n \cdot m \cdot y} \right)^{0,4},$$

или

$$\delta = D \left(\frac{P_n \cdot m \cdot y}{2,6E} \right)^{0,4} + C \text{ см.} \quad (8-11)$$

2. При $L > L_{кр}$. Из формулы (8-6), делая те же преобразования, получаем:

$$\delta = D \sqrt[3]{\frac{P_n \cdot m}{2,2E}} + C \text{ см.} \quad (8-11a)$$

3. При $L < L_{мин}$. Из формулы (8-8) расчета цилиндрической обечайки на простое сжатие

$$\delta = \frac{P_n \cdot D}{2 \cdot \sigma_{сж} \cdot \varphi} + C \text{ см.} \quad (8-11б)$$

При больших диаметрах цилиндрических обечаек или их значительной длине для уменьшения толщины стенки обечайки δ целесообразно рекомендовать постановку колец жесткости.

Минимальную толщину стенок в данном случае следует определять из расчета на сжатие по формуле (8-11б). Расстояние между устанавливаемыми кольцами жесткости определяется из уравнения

$$l = \frac{2,6E_k D}{P_n \cdot m \left(\frac{D}{\delta} \right)^{2,5}} \text{ см,} \quad (8-12)$$

а необходимый момент инерции кольца жесткости

$$J = 0,37 \frac{R_n^3 \cdot l \cdot P_n \cdot m}{E_k} \text{ см}^4, \quad (8-13)$$

где R_n — радиус кольца жесткости (расстояние до нейтральной оси), см;

E_k — модуль упругости материала кольца жесткости, кг/см².

На основании изложенного можно рекомендовать следующий порядок расчета цилиндрической обечайки, находящейся под наружным избыточным давлением.

Для проектного расчета

Дано: диаметр обечайки D , длина L и рабочее давление P_n ; необходимо определить толщину стенки δ .

Порядок расчета:

1. Принимаем значение запаса на устойчивость m .
2. Определяем $y = \frac{L}{D}$.

3. Определяем ориентировочное значение δ из расчета на простое сжатие по формуле (8-11б).

4. Подсчитываем ориентировочное значение x :

$$x = \frac{D}{\delta}.$$

5. Определяем пределы применения формул: $L_{кр}$ по формуле (8-7) и $L_{мин}$ по формуле (8-9).

6. Подсчитываем окончательное значение δ при $L_{мин} < L < L_{кр}$ по формуле (8-11), при $L > L_{кр}$ — по формуле (8-11a); при $L < L_{мин}$ подсчитанное ориентировочное значение δ принимаем как окончательное.

Для поверочного расчета

Дано: диаметр D , длина L (или l) и толщина стенки цилиндрической обечайки аппарата δ ; необходимо определить допускаемое рабочее давление P_n .

Порядок расчета:

1. Определяем $x = \frac{D}{\delta}$ и $y = \frac{L}{D}$.
2. По формуле (8-7) определяем значения $L_{кр}$.
3. При $L > L_{кр}$ определяем $P_{кр}$ по формуле (8-6), при $L < L_{кр}$ определяем $P_{кр}$ по формуле (8-5).
4. Принимаем значение запаса на устойчивость m ; определяем допускаемое рабочее давление P_n на устойчивость по формуле (8-10).
5. Производим проверку на прочность, определяя из формулы (8-11б) $P_{н сж}$.
6. Из полученных значений P_n и $P_{н сж}$ выберем меньшее, которое и будет искомым допускаемым рабочим давлением.

б) *Расчет днищ, работающих под внутренним избыточным давлением*

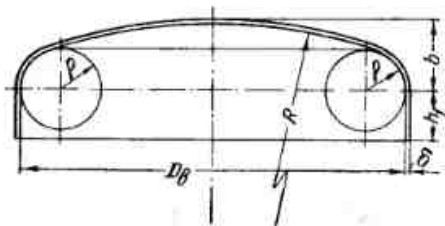
Днища служат для закрытия торцевых частей цилиндрического корпуса аппарата (иногда их называют крышками).

При проектировании днищ к ним предъявляются следующие требования:

- 1) простота изготовления;
- 2) минимальный расход материала;
- 3) удовлетворение технологических требований;
- 4) наибольшая емкость.

Из применяемых днищ наибольшее распространение в теплообменных аппаратах имеют выпуклые, сферические неотбортованные и конические днища, расчет которых мы и рассмотрим ниже.

I. Выпуклые днища. В теплообменных аппаратах, подверженных внутреннему избыточному давлению, применяются выпуклые днища (фиг. 8-3), которые по существующим нормам Главхиммаша должны быть эллиптическими (коробовыми) или близкой к ним формы. Такие днища состоят из трех частей: сферического сегмента, поверхности тора и цилиндрической отбортовки. Как видно из фиг. 8-3, центральная часть такого днища представляет собой сферу, радиус которой R больше, чем радиус цилиндрической обечайки $R_0 = \frac{D_0}{2}$.



Фиг. 8-3. Схема сплошного выпуклого днища.

Переход сферической части в цилиндрическую отбортовку днища происходит по поверхности тора радиусом ρ , величина которого значительно меньше R . В области резкого перехода

сферической части днища в цилиндрическую, так как $R \gg \rho$, возникают большие местные напряжения, теоретический подсчет которых представляет большие трудности.

Установлено опытным путем, что величина местных напряжений тем больше, чем больше R и меньше ρ .

Поэтому нормами Главхиммаша предусмотрено, что радиус R должен быть не больше $2R_0$ (или D_0), а внутренний радиус ρ у перехода к цилиндру должен быть не менее $0,1D_0$, т. е.

$$R \leq D_0;$$

$$\rho \geq 0,1D_0.$$

Иногда применяются выпуклые днища с лазом (фиг. 8-4). При этом желательно, чтобы лаз был расположен центрально по отношению к днищу. Изготовление днищ с эксцентричным расположением лазов, как это показано на фиг. 8-4, б, нежелательно. Если такое расположение является необходимым, то нужно следить, чтобы расстояние от края лаза до края загиба сферической части днища в цилиндрическую отбортовку не было меньше $0,25D_0$.

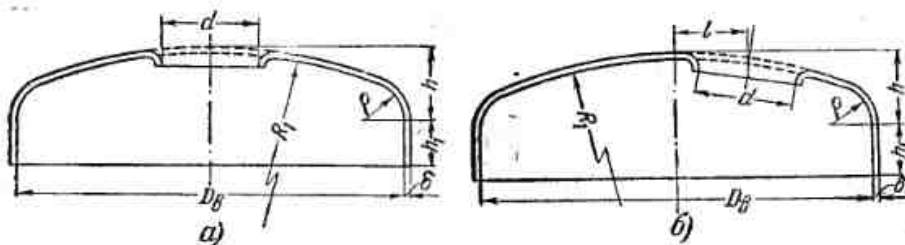
Для расчета стенок выпуклых днищ чаще всего пользуются формулой

$$\delta = \frac{PD_0K}{2\sigma_0} + C \text{ см}, \quad (8-14)$$

где P — внутреннее избыточное давление в аппарате, кг/см^2 ;

D_0 — внутренний диаметр днища, см ;

K — коэффициент, зависящий от концентрации напряжений в месте перехода сферы в цилиндр и характеризующийся отношениями $\frac{h}{D_0}$ и $\frac{l+d}{D_0}$, значения которых приведены в табл. 8-4;



Фиг. 8-4. Выпуклые днища с лазом.

а — с центральным расположением лаза; б — с эксцентричным расположением лаза.

Таблица 8-4

Значения коэффициента K к расчетной формуле (8-14)

$\frac{h}{D_0}$	Сплошные днища	Днища с лазами и вырезами при соотношении $\frac{l+d}{D_0}$						
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,5	0,7
0,20	2,00	2,05	2,20	2,40	2,60	2,75	2,90	3,10
0,22	1,65	1,80	2,00	2,15	2,30	2,50	2,70	2,85
0,24	1,40	1,60	1,75	1,95	2,10	2,30	2,50	2,65
0,25	1,30	1,50	1,65	1,85	2,05	2,20	2,40	2,60
0,26	1,25	1,40	1,60	1,75	1,95	2,15	2,30	2,50
0,28	1,10	1,30	1,45	1,60	1,80	2,00	2,20	2,40
0,30	1,00	1,15	1,35	1,50	1,70	1,90	2,05	2,25
0,40	0,75	0,90	1,05	1,20	1,40	1,60	1,75	1,95
0,50	0,75	0,90	1,05	1,20	1,40	1,60	1,75	1,95

C — прибавка на коррозию: для днищ без лаза при химической неагрессивности среды $C = 0,2 \text{ см}$, а для днищ с лазом $C = 0,3 \text{ см}$;

σ_0 — допускаемое напряжение на растяжение, кг/см^2 ;

Для стальных штампованных днищ:

а) оmyваемых только с внутренней стороны горячей средой при температуре не выше 230°С.

$$\sigma_d = \frac{\sigma_s}{n_2} \text{ кг/см}^2,$$

где σ_s — предел прочности материала днища при $t=20^\circ\text{C}$, кг/см²;

n_2 — необходимый запас прочности;

б) оmyваемых только с внутренней стороны горячей средой при температуре выше 230°С

$$\sigma_d = \frac{\sigma_s}{n_2}, \text{ или } \sigma_d = \frac{\sigma_m^t}{n_3} \text{ кг/см}^2,$$

где σ_m^t — предел текучести материала стенки при рабочей температуре, кг/см²;

n_3 — необходимый запас прочности, отнесенный к пределу текучести; значения необходимых запасов прочности выбираются из табл. 8-5;

Таблица 8-5

Допускаемые запасы прочности для стальных днищ

Характеристика днища	Запас прочности	
	по σ_s	по σ_m^t
	n_2	n_3
Для сплошных днищ и днищ с компенсированными вырезами	3,5	1,4
Для днищ, имеющих некомпенсированные вырезы	3,75	1,5
Для днищ с центрально расположенным лазом	4,25	1,7

в) работающих при нормальной температуре

$$\sigma_d = 0,6 \sigma_m \text{ кг/см}^2,$$

где σ_m — предел текучести материала днища при нормальной температуре, кг/см².

Рассмотренные выпуклые днища могут работать, как и цилиндрические обечайки, на наружное избыточное давление. В этом случае размеры такого днища должны обеспечивать не только прочность, но и устойчивость формы его. Для определения толщины стенки δ' таких днищ имеются весьма громоздкие эмпирические зависимости, но они не учитывают влияния формы днища на концентрацию напряжений в месте перехода сферы в цилиндр

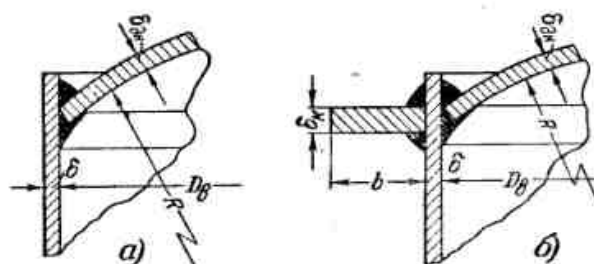
и неудобны для пользования в расчетной практике. Поэтому, не приводя этих эмпирических зависимостей, можно указать следующие рекомендации для определения толщины стенки δ' выпуклых днищ, находящихся под наружным избыточным давлением:

$$1. P_n \leq 8 \text{ атм } \delta' = \delta + 0,2 \text{ см}, \quad (8-15a)$$

$$2. \text{ При } P_n \geq 8 \text{ атм } \delta' \geq \delta + 0,2 \text{ см}, \quad (8-15b)$$

$$3. \text{ Для всех } P_n \text{ и при } D_n \geq 1500 \text{ мм } \delta' = \delta + \frac{D_n}{1000}, \quad (8-15в)$$

где δ — толщина стенки днища, подверженного внутреннему избыточному давлению, вычисленному по формуле (8-14).



Фиг. 8-5. Сферические неотбортованные днища.
а — без усиления; б — усиленные кольцом.

Выпуклые днища, подверженные наружному избыточному давлению, рекомендуется применять только до давления 22 кг/см² и температуры 300°С.

II. Сферические неотбортованные днища. Дороговизна и трудоемкость операции по изготовлению и припасовке рассмотренных выше выпуклых отбортованных днищ, особенно для области низких давлений, предопределили поиски новых конструктивных форм прикрепления сферических днищ, которые позволили бы избежать отбортовки.

Из появившихся конструкций такого рода наибольшее распространение получили:

а) сферические неотбортованные днища без усилительного кольца (фиг. 8-5,а);

б) сферические неотбортованные днища с усилительным кольцом (фиг. 8-5,б).

Исследованиями, проведенными акад. Е. О. Патон и В. В. Шеверницким¹, было установлено, что в месте присоедине-

¹ Е. О. Патон и В. В. Шеверницкий, Неотбортованные сферические днища сварных сосудов, „Химическое машиностроение“, 1936, № 4.

ния днища к цилиндрической обечайке возникают большие дополнительные напряжения. Поэтому сферические неотбортованные днища без усилительного кольца можно применять в аппаратах, работающих при небольших давлениях (от 1 до 3 ат). При этом они являются наиболее простыми в изготовлении. При более высоких давлениях толщина стенок такого днища сильно возрастает, применение их становится невыгодным, и следует переходить к сферическим неотбортованным днищам с усилительными кольцами.

Область применения сферических неотбортованных днищ может быть ориентировочно определена по графику (фиг. 8-6).

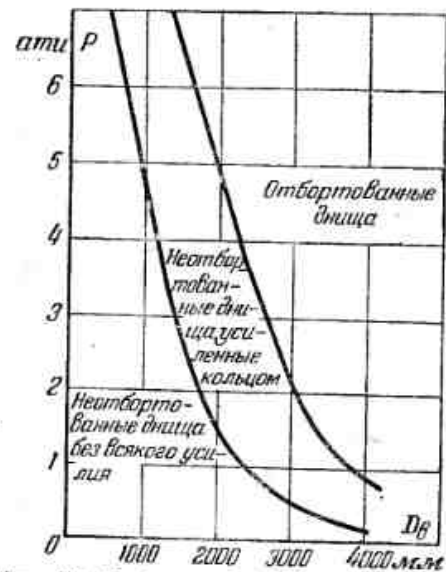
Несмотря на то что теоретические и экспериментальные исследования, проведенные указанными авторами доказали возможность применения сферических неотбортованных днищ для аппаратов, работающих под давлением, последние до настоящего времени не апробированы Главной государственной инспекцией котлонадзора. Поэтому по существующему законоположению сферические неотбортованные днища можно применять

в аппаратах, работающих под давлением $p < 0,7$ ат. Возможность применения их в аппаратах, работающих при больших давлениях, должна быть в каждом отдельном случае согласована с Инспекцией котлонадзора.

III. Конические днища. Когда условия проведения технологического процесса в теплообменном аппарате требуют большого уклона стенок днища для удаления продукта, применяются конические днища.

В работе конических днищ возможны три случая: днище находится

- под давлением паровой или газовой среды,
- под гидростатическим давлением столба жидкости и
- под смешанным давлением, т. е. избыточным давлением пара или газа и гидростатическим давлением столба жидкости в аппарате.



Фиг. 8-6. График для определения области применения сферических неотбортованных днищ.

а) Конические днища под давлением паровой или газовой среды

Максимальное напряжение на растяжение вдоль образующей конуса (фиг. 8-7)

$$\sigma'_{\max} = \frac{P \cdot D_в}{2(\delta - C) \varphi_1 \cdot \cos \alpha} \text{ кг/см}^2. \quad (8-16)$$

Максимальное напряжение на растяжение по окружности конуса

$$\sigma''_{\max} = \frac{P \cdot D_в}{4(\delta - C) \varphi_2 \cdot \cos \alpha} \text{ кг/см}^2. \quad (8-17)$$

Сравнивая уравнение (8-16) с уравнением (8-17), видим, что напряжения σ'_{\max} в 2 раза больше σ''_{\max} .

Поэтому за расчетное уравнение принимаем уравнение (8-16) для σ'_{\max} ; решая его относительно δ , получаем следующую расчетную зависимость:

$$\delta = \frac{P \cdot D_в}{2 \sigma_д \cdot \varphi_1 \cdot \cos \alpha} + C \text{ см}, \quad (8-18)$$

где P — внутреннее избыточное давление в аппарате, кг/см^2 ;

$D_в$ — внутренний диаметр аппарата, см ;

$\sigma_д$ — допускаемое напряжение на разрыв, кг/см^2 ;

φ_1 — коэффициент прочности сварного шва вдоль образующей конуса;

φ_2 — то же по окружности конуса;

α — половина центрального угла, град;

C — прибавка на коррозию, см , которая выбирается так же, как и для выпуклых днищ.

Фиг. 8-7. К расчету конических днищ.

б) Конические днища под гидростатическим давлением столба жидкости

На стенки днища действует только гидростатическое давление столба жидкости, заполняющей аппарат.

Максимальное напряжение на растяжение вдоль образующей конуса при $h_2 \leq h_1$

$$\sigma'_{\max} = \frac{\gamma \cdot D_в \cdot h_1}{2 \varphi_1 (\delta - C) \cos \alpha} \text{ кг/см}^2, \quad (8-19)$$

а при $h_2 > h_1$

$$\sigma'_{\max} = \frac{\gamma \cdot \lg \alpha (h_1 + h_2)^2}{4 \cdot \varphi_1 (\delta - C) \cos \alpha} \text{ кг/см}^2. \quad (8-20)$$

По аналогии с рассмотренным выше случаем можно утверждать, что напряжения вдоль образующей конуса σ'_{\max} значительно больше напряжений по окружности конуса σ''_{\max} , поэтому значений последних мы здесь не приводим.

Решая уравнения (8-19) и (8-20) относительно δ , находим расчетные зависимости для определения искомой толщины стенки конического днища, находящегося под гидростатическим давлением столба жидкости:

при $h_2 \leq h_1$

$$\delta = \frac{\gamma \cdot D_a \cdot h_1}{2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi_1 \cos \alpha} + C \text{ см}; \quad (8-21)$$

при $h_2 > h_1$

$$\delta = \frac{\gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha (h_1 + h_2)^2}{4 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi_1 \cdot \cos \alpha} + C \text{ см}, \quad (8-22)$$

где γ — удельный вес жидкости, кг/см^3 ;

h_1 — максимальная высота жидкости в цилиндрической части аппарата, см ;

h_2 — высота конического днища от вершины до основания, см .

в) Конические днища под смешанным давлением

Для расчета в этом случае внутреннее избыточное давление P пара или газа над жидкостью заменяем эквивалентным гидростатическим давлением столба жидкости, высота которого

$$h_{\text{эка}} = \frac{P}{\gamma} \text{ см}. \quad (8-23)$$

Искомую величину толщины стенки конического днища, находящегося под смешанным давлением, можно определить по уравнениям (8-21) и (8-22), если в них подставить вместо h_1 величину

$$H = h_1 + h_{\text{эка}}. \quad (8-24)$$

8-4. РАСЧЕТ УКРЕПЛЕНИЙ ВЫРЕЗОВ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБЕЧАЙКАХ И ДНИЩАХ

В цилиндрических обечайках и днищах теплообменных аппаратов, работающих под избыточным давлением, очень часто приходится делать различные вырезы (отверстия) для устройства лаза, постановки патрубков и т. д.

Стенки аппарата, имеющие такие вырезы (отверстия), без укрепления краев ослабевают. Как показали исследования этого вопроса, произведенные советскими учеными под руковод-

ством акад. Е. О. Патона¹, в материале стенки, непосредственно прилегающем к вырезу, имеют место неравномерные концентрации напряжений, которые значительно превышают напряжения, возникающие в материале стенки, не имеющей выреза. В результате проведенных исследований авторы рекомендуют следующим образом укреплять вырезы:

1. В неотвественных конструкциях укрепление выреза возможно приваркой патрубка к обечайке без усиливающего кольца. Для лучшей работы такой конструкции желательна приварка треугольных косынок в осевом и диаметральной сечениях (фиг. 8-8);

2. В ответственных конструкциях необходима приварка кольца, усиливающего края выреза. В случае отбортовки краев выреза для присоединения патрубка необходимо приваривать указанные треугольные косынки в наиболее напряженных местах.

Теоретического решения этого вопроса, дающего удобные для практических расчетов зависимости, нет. В расчетной практике пользуются следующими, получившими распространение практическими данными:

1. Если диаметр выреза (отверстия) меньше или равен 50 мм, то такое отверстие укреплять не следует.

2. Отверстие следует укреплять в том случае, если его расчетный диаметр меньше фактического, т. е. если

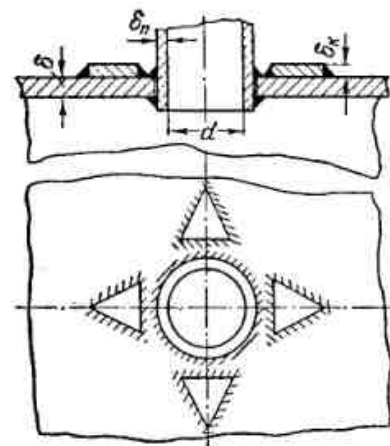
$$d_{\text{расч}} < d_{\text{факт}}. \quad (8-25)$$

Величина $d_{\text{расч}}$ определяется по формуле

$$d_{\text{расч}} = 8,05 \sqrt{D_a \cdot \delta \cdot (1-x)} \text{ мм}, \quad (8-26)$$

где D_a — внутренний диаметр цилиндрической обечайки, мм;
 δ — толщина стенки обечайки, мм;

¹ Е. О. Патон, В. В. Шеверницкий и К. И. Дзевалтовский. Ослабление обечайки сварными патрубками. „Химическое машиностроение“. 1937, № 5.



Фиг. 8-8. Укрепление выреза патрубком и косынками.

\dot{x} — отношение фактически действующих напряжений в стенке обечайки к допустимым, т. е.

$$x = \varphi = \frac{p \cdot D_o}{2 \cdot \delta \cdot \sigma_a}$$

где p — избыточное давление в аппарате, $кг/см^2$;

σ_a — допускаемое напряжение в материале обечайки, $кг/см^2$.

3. Укрепление будет работать хорошо, если площадь укрепления $F_{укр}$ будет больше или равна площади отверстия $F_{отв}$,

т. е. если

$$F_{укр} \geq F_{отв} \quad (8-27)$$

Площадь укрепления, ограниченная прямоугольником $ABCD$ (фиг. 8-9), включает площади сечения стенок обечайки (или днища), патрубка, укрепляющего кольца, и сварных швов, входящих в этот прямоугольник.

Как видно из фиг. 8-9, величина

$$F_{укр} = 2\delta_n \cdot h + \delta_n (d - 2 \cdot \delta_n) + \delta (d - 2\delta_n) + 2a^2 \text{ мм}^2. \quad (8-28)$$

Условная часть площади сечения отверстия, подлежащая компенсации укрепляющей площадью $F_{отв}$

$$F_{отв} = \frac{\delta}{0,9} (2d - 50) \text{ мм}^2. \quad (8-29)$$

При укреплении нескольких смежных отверстий необходимо следить за тем, чтобы площади их укрепления не набегали одна на другую, так как площадь, ограниченная прямоугольником $ABCD$, ни в коем случае не может быть местом укрепления следующего отверстия.

8-5 РАСЧЕТ ТРУБЧАТКИ ТЕПЛООБМЕННОГО УСТРОЙСТВА

Механический расчет трубчатки теплообменного устройства состоит из расчетов толщины трубной плиты с учетом напряжений, возникающих вдоль оси трубок и корпуса, прочности крепления трубок в трубных плитах, а также прочности самих трубных плит.

Ниже мы рассмотрим расчет трубчатки теплообменных устройств жесткой и нежесткой конструкции.

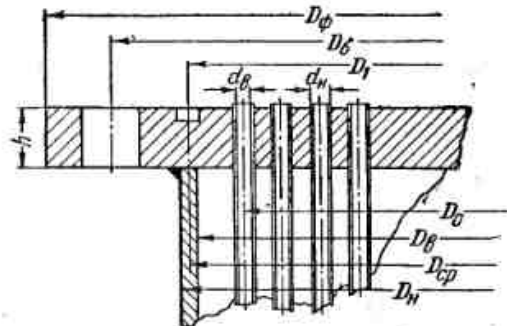
А. Расчет трубчатки жесткой конструкции

При выводе различных зависимостей для расчета трубчатки жесткой конструкции (фиг. 8-10) были сделаны следующие допущения¹:

1. Трубки в теплообменнике совершенно прямые и могут подвергаться только растяжению или сжатию. Возможность продольного изгиба трубок исключена установкой в межтрубном пространстве перегородок.

2. Жесткость трубных плит на участке размещения в них трубок так велика, что они остаются совершенно плоскими, и деформация их происходит только по наружным краям за окружностью размещения трубок.

Очевидно, что второе допущение ведет к некоторой переоценке жесткости системы и вследствие этого к переоценке осевой нагрузки, вызываемой разностью температур кожуха и трубок. Это увеличивает значения подсчитываемых напряжений, и результаты расчета получаются с некоторым запасом.



Фиг. 8-10. Узел трубчатки жесткой конструкции.

1. Осевые напряжения, возникающие в трубчатке от давления среды в аппарате

Величина осевых усилий, возникающих под действием давления среды в трубчатке, которые стремятся разорвать трубки, оторвать их от трубных плит и т. д.,

$$Q' = 0,785 (D_n^2 - nd_n^2) P_k + 0,785 nd_n^2 P_m \text{ кг}, \quad (8-30)$$

где P_m — давление среды в трубном пространстве, $кг/см^2$;

P_k — давление среды в межтрубном пространстве, $кг/см^2$;

D_n — диаметр круга, на который распространяется давление среды в межтрубном пространстве (внутренний диаметр корпуса аппарата), $см$;

d_n — внутренний диаметр трубок, $см$;

d_n — наружный диаметр трубок, $см$.

¹ С. Е. Захаренко, Механический расчет теплообменников жесткой конструкции, «Химическое машиностроение», 1936, № 5.

Усилие Q' воспринимается корпусом (Q'_k) и трубками (Q'_m) аппарата, т. е.

$$Q' = Q'_k + Q'_m \text{ кг}; \quad (8-31)$$

при этом

Q'_k — осевое усилие, возникающее в корпусе от давления среды в аппарате и отрывающее его от трубной плиты;

Q'_m — осевое усилие, возникающее в трубках от давления среды в аппарате и отрывающее их от трубной плиты.

Распределение усилия Q' между корпусом и трубками аппарата прямо пропорционально отношению произведений площадей их стенок на модуль упругости, т. е.

$$Q'_k = \frac{Q' F_k \cdot E_k}{F_m \cdot E_m + F_k \cdot E_k} \text{ кг} \quad (8-32)$$

и

$$Q'_m = \frac{Q' \cdot F_m \cdot E_m}{F_m \cdot E_m + F_k \cdot E_k} \text{ кг}, \quad (8-33)$$

где $F_k = 0,785 (D_n^2 - D_u^2)$ — площадь сечения корпуса, см^2 ;

$F_m = 0,785 \cdot n (d_n^2 - d_o^2)$ — площадь сечения трубок, см^2 ;

E_k — модуль упругости материала корпуса, $\text{кг}/\text{см}^2$;

E_m — модуль упругости материала трубок, $\text{кг}/\text{см}^2$;

D_n — наружный диаметр корпуса аппарата, см .

Соответственно осевые напряжения в корпусе и трубках аппарата

$$\sigma'_k = \frac{Q'_k}{F_k} = \frac{Q' \cdot E_k}{F_m \cdot E_m + F_k \cdot E_k} \text{ кг}/\text{см}^2; \quad (8-34)$$

$$\sigma'_m = \frac{Q'_m}{F_m} = \frac{Q' \cdot E_m}{F_m \cdot E_m + F_k \cdot E_k} \text{ кг}/\text{см}^2. \quad (8-35)$$

2. Осевые напряжения, возникающие в трубчатке от наличия разности температур в аппарате

Наличие разности температур при жесткой конструкции аппарата вызывает в трубках напряжения сжатия,

$$\sigma''_m = - \frac{(\Delta t_m \cdot \alpha_m - \Delta t_k \cdot \alpha_k) F_k \cdot E_k \cdot E_m}{F_k \cdot E_k + F_m \cdot E_m}, \quad (8-36)$$

а в корпусе — напряжения растяжения

$$\sigma''_k = \frac{(\Delta t_m \cdot \alpha_m - \Delta t_k \cdot \alpha_k) F_m \cdot E_k \cdot E_m}{F_k \cdot E_k + F_m \cdot E_m}, \quad (8-37)$$

где Δt_m — разность между рабочей температурой трубок и температурой окружающей среды (точнее, температурой окружающего пространства в момент изготовления аппарата);

Δt_k — разность между рабочей температурой корпуса и температурой окружающего пространства;

α_m — коэффициент линейного расширения трубок;

α_k — коэффициент линейного расширения корпуса.

Эти температурные напряжения вызовут равные по абсолютной величине, но противоположные по знаку усилия в трубках Q''_m и в корпусе Q''_k , которые отрывают их от трубных плит:

$$-Q''_m = Q''_k = \frac{(\Delta t_m \cdot \alpha_m - \Delta t_k \cdot \alpha_k) F_k \cdot E_k \cdot F_m \cdot E_m}{F_k \cdot E_k + F_m \cdot E_m} \text{ кг}. \quad (8-38)$$

Из уравнений (8-36), (8-37) и (8-38) видно, что возникающие температурные напряжения и усилия, создающиеся ими, от длин трубок и корпуса не зависят, а зависят от соотношения площадей сечения стенок трубок и корпуса, от свойств материалов и изменения температур последних.

Полные осевые усилия Q в трубчатке — от совместного действия давления и разности температур в аппарате — равны алгебраической сумме уравнений (8-32) и (8-38), (8-33) и (8-38), а соответствующие им напряжения σ — алгебраической сумме уравнений (8-34) и (8-37), (8-35) и (8-36).

Если суммарные осевые напряжения в корпусе и в трубках аппарата не превышают допускаемых, то конструкцию теплообменника следует принимать жесткую.

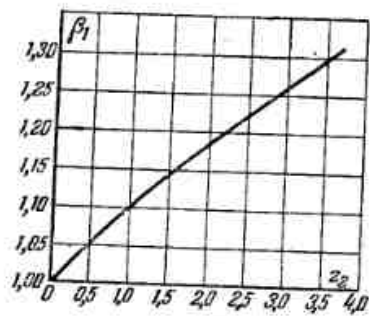
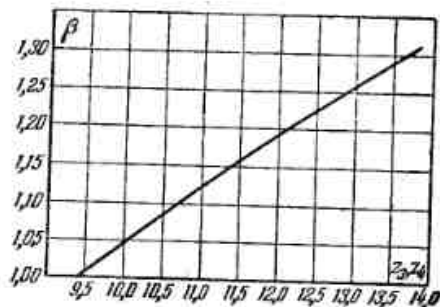
3. Напряжения, возникающие в трубных плитах трубчатки, и расчет толщины плит

Рассмотрение изгибающих моментов, действующих на трубную плиту, показывает, что трубная плита подвергается действиям изгибающего момента от усилия затяга болтов и равномерно распределенной по средней окружности корпуса D_{cp} (фиг. 8-10) силы Q_k при соблюдении второго из двух принятых допущений.

Для определения толщины трубной плиты трубчатки жесткой конструкции обычно пользуются следующей формулой, получившей широкое распространение на практике:

$$h = \sqrt{\frac{Q_k \cdot z_2}{c_d \cdot z_3} + \frac{9 P_0 \beta_2^2 (D_0 - D_1)}{c_d \cdot D_0 \cdot z_4}} \text{ см}, \quad (8-39)$$

где h — толщина трубной плиты, см;
 Q_k — полное осевое усилие, возникающее в корпусе и отрывающее его от трубной плиты, определяемое алгебраической суммой уравнений (8-32) и (8-38), кг;
 σ_δ — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см²;
 D_0 — диаметр болтовой окружности, см (фиг. 8-10);
 D_1 — средний диаметр прокладки, см;
 $\beta_2 = \frac{D_0}{D_1}$ — отношение диаметра болтовой окружности к среднему диаметру прокладки;
 P_0 — усилие затяга болтов, кг;
 $z_2 = \frac{3}{2} [(1 - \beta_1^2) - 4\beta_1^2 \ln \beta_1]$ или определяется из графика (фиг. 8-11);

Фиг. 8-11. График для определения значений величины z_2 .Фиг. 8-12. График для определения значений величины z_3 и z_4 .

$\beta_1 = \frac{D_{ср}}{D_0}$ — отношение диаметра средней окружности корпуса к диаметру окружности крайнего ряда трубок;
 $z_3 = \pi(1 + 2\beta_1^2)$
 $z_4 = \pi(1 + 2\beta_2^2)$ } или определяются из графика (фиг. 8-12).

При креплении трубок в трубных плитах способом развальцовки необходимо проверить на прочность развальцовку толщину h трубной плиты, полученную из уравнения (8-39), т. е. выяснить, является ли она достаточной для развальцовки в плите трубок. Необходимая минимальная толщина трубной плиты из условий надежной развальцовки в ней трубок будет:

$$\left. \begin{aligned} \text{для стали } h_{\min} &= \frac{d_n}{8} + 5 \text{ мм;} \\ \text{для меди } h_{\min} &= \frac{d_n}{8} + 10 \text{ мм.} \end{aligned} \right\} (8-40)$$

Кроме того, следует делать проверку полученной толщины трубной плиты на изгиб ромбического участка (фиг. 8-13) по уравнению

$$\sigma = \frac{P}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{d_n}{e}\right) \left(\frac{h}{e}\right)^2} \leq \sigma_\delta, \quad (8-41)$$

где P — максимально возможное избыточное давление на трубную плиту, кг/см²;

$$e = \frac{aa' + aa''}{2} \text{ см;}$$

σ_δ — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см².

Следует также проверять на напряжения, возникающие в местах крепления трубок, по следующим зависимостям:

а) При развальцовке трубок

$$S = \frac{Q_m}{\pi \cdot n \cdot d_n} \text{ кг/см,} \quad (8-42)$$

где S — усилие, приходящееся на единицу длины периметра развальцовки, которое при развальцовке трубок в цилиндрических отверстиях должно быть:

- 1) при развальцовке без отбортовки $S < 40$ кг/см;
- 2) при развальцовке с односторонней отбортовкой $S < 50$ кг/см;
- 3) при развальцовке с двусторонней отбортовкой $S < 70$ кг/см;

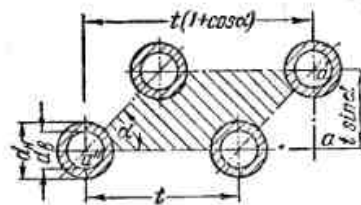
Q_m определяется алгебраической суммой значений по уравнениям (8-33) и (8-38).

б) При припайке или приварке трубок

$$S' = \frac{Q_m}{\pi \cdot n \cdot d_n \cdot t} \text{ кг/см}^2, \quad (8-43)$$

где S' — напряжение среза в шве, которое должно быть меньше допустимого, кг/см²;

t — глубина припайки или приварки, см.



Фиг. 8-13. К расчету трубной плиты на изгиб ромбического участка.

Б. Расчет трубчатки нежесткой конструкции

Наиболее распространенным типом трубчатки нежесткой конструкции является приведенная на фиг. 8-14 конструкция с плавающей головкой без сальникового устройства.

В трубках трубчатки с плавающей головкой температурные напряжения практически отсутствуют¹.

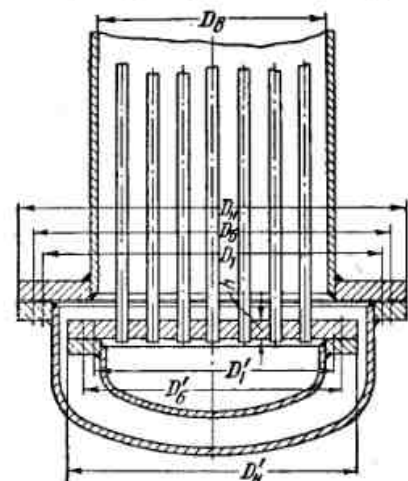
Для определения толщины трубных плит пользуются следующей распространенной на практике зависимостью:

$$h = \frac{D_y}{2} \sqrt{\frac{P \cdot \psi}{\sigma_d \cdot \varphi}} + C \text{ см}, \quad (8-44)$$

где h — толщина трубной плиты, см;

D_y — условный диаметр, см; при расчете жесткой (неподвижной) плиты $D_y = D_o$ см, при расчете плавающей (подвижной) плиты D_y выбирается в зависимости от конструкции; для случая, приведенного на фиг. 8-14, $D_y = D'_o$ см;

P — максимальное рабочее давление, кг/см² (в трубном или межтруб-



Фиг. 8-14. Узел трубчатки жесткой конструкции с плавающей головкой.

ном пространстве); при разных давлениях в трубном и межтрубном пространствах расчет производится на большее давление;

ψ — коэффициент закрепления плиты, принимаемый равным 0,5 ÷ 0,6 в зависимости от конструкции крепления;

φ — коэффициент прочности плиты;

C — прибавка на коррозию; если трубная плита подвергается коррозии с обеих сторон, то прибавку удваивают;

σ_d — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см².

Коэффициент прочности плиты определяется по соотношению

$$\varphi = \frac{D_n - \Sigma d_o}{D_n}, \quad (8-45)$$

где D_n — наружный диаметр плиты, см;

d_o — диаметр трубного отверстия в плите, см, причем обычно $d_o = 1,015 d_n$;

¹ Ю. Я. Вихман, К расчету трубных плит теплообменников с плавающей головкой, „Химическое машиностроение“, 1937, № 5.

Е. И. Бомштейн, Расчет трубных плит теплообменников с плавающей головкой, „Химическое машиностроение“, 1937, № 3.

Σd_o — сумма диаметров трубных отверстий в диаметральном сечении плиты (по диагонали шестиугольника):

$$\Sigma d_o = b d_o,$$

где b — количество трубок, размещенных по диагонали шестиугольника.

Кроме того, производится проверка полученного значения толщины трубной плиты на надежность развальповки трубок по уравнению (8-40), а также на изгиб ромбического участка — по уравнению (8-41).

При расчете теплообменных устройств низкого давления следует учитывать напряжения, возникающие в трубной плите от веса трубок вместе с их содержимым. Вес всей трубчатки передается на закрепленную плиту и увеличивает расчетное значение P .

Приведенное добавочное давление q определяем из предположения, что вес трубок G (иногда с весом жидкости) равномерно распределяется по всей трубной плите, т. е.

$$q = \frac{4G}{\pi D_s^2} \text{ кг/см}^2,$$

где D_s — внутренний диаметр аппарата, см.

В этом случае расчетная зависимость будет:

$$h = \frac{D_y}{2} \sqrt{\frac{(P+q)\psi}{\sigma_d \cdot \varphi}} + C \text{ см}. \quad (8-46)$$

8-6. РАСЧЕТ РАЗЪЕМНЫХ ПРОЧНО-ПЛОТНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

а) Расчет уплотнений

Среди различных уплотнений разъемных прочно-плотных соединений, встречающихся в теплообменных аппаратах, наибольшее распространение имеют уплотнения с плоскими прокладками (фиг. 8-15), расчет которых рассмотрен ниже.

Как видно из фиг. 8-15, при затягивании болтов плоская прокладка сжимается между рабочими плоскостями, деформируется и заполняет мельчайшие неровности в соединяемых деталях, создавая необходимую плотность соединения.

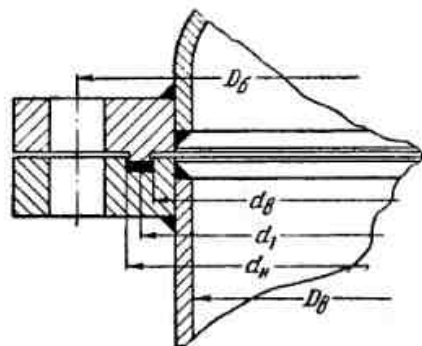
Таким образом, целью расчета является определение необходимого усилия затяга болтов P_b .

В аппаратах низкого давления (до 50 ат) расчет предварительного необходимого затяга болтов сводится на основании

опыта к увеличению расчетного давления против рабочего на 20 ÷ 40%, т. е.

$$P_0 = (1,2 \div 1,4) \frac{\pi d_1^2}{4} P. \quad (8-47)$$

Для аппаратов высокого давления (от 50 до 1000 ат) С. Е. Захаренко¹ предложен метод расчета необходимого усилия затяга болтов, который, несмотря на некоторую неточность его² в сторону завышения, нашел широкое применение на практике.



Фиг. 8-15. К расчету уплотнений с плоскими прокладками.

Для надежности работы уплотнения необходимо соблюдение следующих двух условий герметичности:

1-е условие — первоначальное напряжение смятия прокладки (при $P_0 = 0$), возникающее от усилия затяга болтов, должно быть равно $\sigma_{он}$, величина которого, определенная экспериментально, выше предела текучести материала прокладки:

$$\sigma_1 = \frac{P_0}{F_1} \geq \sigma_{он} \text{ кг/см}^2, \quad (8-48)$$

где σ — первоначальное напряжение смятия прокладки, кг/см²;

P_0 — усилие затяга всех болтов, кг, равно $n' \cdot P'_0$;

n' — количество болтов;

P'_0 — усилие затяга болта, кг;

F_1 — площадь прокладки, см², равно $0,785 (d_n^2 - d_0^2)$;

d_n и d_0 — наружный и внутренний диаметры прокладки, см.

Значения $\sigma_{он}$ приведены в табл. 8-4 для материалов прокладок, применяемых в аппаратах высокого давления.

2-е условие — конечное напряжение смятия прокладки (при $P_0 = P$) σ_2 должно иметь следующее значение и быть больше нуля:

$$\sigma_2 = \frac{P_0 - P_2}{F_1} = \frac{P_0}{0,785 (d_n^2 - d_0^2)} - \frac{P \cdot d_1^2}{d_n^2 - d_0^2} > 0, \quad (8-49)$$

¹ С. Е. Захаренко, Обтяжка в аппаратах высокого давления, „Химическое машиностроение“, 1936, № 4—5.

² Д. Н. Кимельман, К вопросу о разъемных прочно-плотных соединениях с прокладками, „Химическое машиностроение“, 1940, № 10.

где $P_2 = PF_2 = 0,785 Pd_1^2$ кг;

d_1 — диаметр средней окружности прокладки или окружности первой риски фланца, см;

F_2 — площадь крышки аппарата, на которую действует давление, см².

Расчетное значение σ_2 можно определять по приближенной формуле С. Е. Захаренко:

$$\sigma_2 = a \cdot P^b \text{ кг/см}^2, \quad (8-50)$$

где P — избыточное давление в аппарате, кг/см²;

a и b — опытные коэффициенты, значения которых для некоторых материалов прокладок приведены в табл. 8-6.

Таблица 8-6

Сводка величин к расчету уплотнений для аппаратов высокого давления

Материал прокладки	a	b	$\sigma_{он}, \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$
Красная отожженная медь	2 100	-0,168	750
Листовой неотожженный алюминий	16 900	-0,540	875
Свинец	5 400	-0,667	110
Фибра	202	+0,167	290

Для обеспечения необходимого конечного напряжения смятия прокладки σ_2 величина усилия затяга болтов P_0 должна быть:

$$P_0 = 0,785 \sigma_2 (d_n^2 - d_0^2) + 0,785 Pd_1^2 \text{ кг}. \quad (8-51)$$

Если полученное из формулы (8-49) значение σ_2 больше $\sigma_{он}$, то первое условие герметичности удовлетворено, а если меньше, то проверяется значение σ_1 при P_0 , полученном из формулы (8-51).

Полученное значение σ_1 должно быть больше или равно $\sigma_{он}$ по уравнению (8-48); если этого нет, то следует увеличить P_0 до обеспечения значения $\sigma_1 = \sigma_{он}$, приняв его из формулы

$$P_0 = 0,785 \sigma_{он} (d_n^2 - d_0^2).$$

Полученная величина необходимого усилия затяга болтов является исходной для расчета болтов.

б) Расчет фланцев

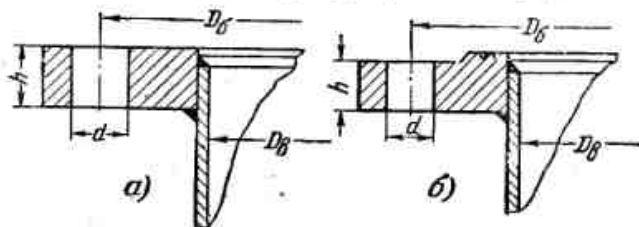
Среди различных типов фланцев в теплообменных аппаратах наибольшее распространение имеют стальные плоские приварные фланцы, применяемые для низких давлений, и стальные

Данные ГОСТ на флан

Тип фланцев	Стальные плоские			
	ГОСТ	1255-41	1256-41	1257-41
Условное давление P_y . .	кг/см ²	2,5	6,0	10,0
Предельная температура t	°С	120	120	120
Условный диаметр D_y . .	мм	10÷2 400	10÷2 000	10÷1 600

приварные встык фланцы, применяемые для высоких давлений. Основные размеры таких фланцев для наиболее распространенных давлений стандартизованы нормами Главхиммаша. Некоторые данные по существующим ГОСТ на фланцевые соединения приведены в табл. 8-7.

Если в конкретных условиях эксплуатации проектируемого аппарата давление или температура рабочей среды отличаются



Фиг. 8-16. Приварные фланцы.

а — с прокладкой на всей рабочей поверхности; б — с прокладкой на части рабочей поверхности.

от указанных в ГОСТ, то толщину таких фланцев следует принимать по расчету:

Расчет толщины стальных плоских приварных фланцев (фиг. 8-16) может быть произведен по формуле

$$h = a \sqrt{\frac{P'_c (D_c - D_0) t}{2\sigma_d (t - d) d}} + 1,2 \text{ см}, \quad (8-52)$$

где h — толщина фланца, см;

$a = 0,43$ — для фланцев, которые не подвергаются нагрузке на изгиб от давления уплотнения, т. е. фланцев с прокладками по всей рабочей поверхности (фиг. 8-16,а);

$a = 0,6$ — для фланцев, нагруженных на изгиб действием затяга болтов, т. е. фланцев с прокладками на части рабочей поверхности (фиг. 8-16,б);

цевые соединения

приварные		Стальные приварные встык			
1258-41	1259-41	1260-41	1261-41	1262-41	1263-41
16,0	25,0	16,0	21,0	40,0	64,0
120	80	120	120	120	120
10÷1 000	10÷500	10÷1 000	10÷800	10÷500	10÷400

P'_c — нагрузка на один болт (определяемая расчетом, проведенным выше), кг;

D_c — диаметр болтовой окружности, см;

D_0 — внутренний диаметр корпуса (или фланца), см;

t — шаг болтов, см;

d — диаметр болтов, см;

σ_d — допускаемое напряжение на изгиб, кг/см²:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_b}{n};$$

σ_b — предел прочности материала, кг/см²;

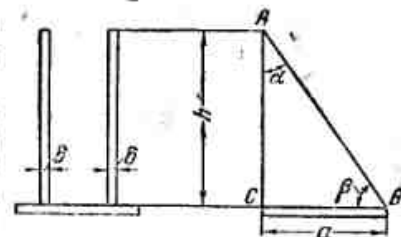
n — необходимый запас прочности, принимаемый: для стальных фланцев — 5÷6; для бронзовых и латунных фланцев — 7; для фланцев из стального и бронзового литья — 8.

8-7. РАСЧЕТ ОПОР НА ПРОЧНОСТЬ

Опоры (лапы) применяются для установки теплообменных цилиндрических аппаратов на фундаменты или металлические конструкции и представляют собой высокую, но короткую консоль переменного сечения (фиг. 8-17).

В настоящее время Главхиммаш пользуется утвержденными нормами опор для подвески аппаратов с отношением высоты опоры к ее вылету $\operatorname{tg} \beta = 2$, что соответствует углу раствора опоры, равному $\alpha = 90^\circ - \beta = 90^\circ - 63^\circ 30' = 26^\circ 30'$.

Порядок расчета опор может быть следующий:¹



Фиг. 8-17. К расчету опор (лап).

¹ Копцевский и Пановко, Расчет лап на прочность, „Химическое машиностроение, 1934, № 1“.

а) Нагрузка на одну опору

$$Q = \frac{G}{K} \text{ кг}, \quad (8-53)$$

где G — вес аппарата, кг; K — количество опор.

б) Толщина ребра опоры

$$\delta = \frac{1,118 Q}{\varphi \cdot \sigma_d \cdot a} \text{ см}, \quad (8-54)$$

где Q — нагрузка на одну опору, кг; σ_d — допускаемое напряжение на сжатие, равное 800 кг/см²; a — вылет опоры, см; φ — коэффициент уменьшения, которым предварительно задаются, а затем проверяют его.в) Свободная длина опоры AB (фиг. 8-17)

$$l = \sqrt{h^2 + a^2} \text{ см}, \quad (8-55)$$

где h и a — размеры опоры, см.

г) Наименьший радиус инерции поперечного сечения ребра

$$r = 0,289 \cdot \delta \text{ см}. \quad (8-56)$$

д) Гибкость ребра по стороне AB

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{\sqrt{h^2 + a^2}}{0,289 \cdot \delta}. \quad (8-57)$$

По полученному значению λ определяем по табл. 8-8 действительную величину коэффициента уменьшения φ , который должен соответствовать предварительно выбранному значению.

В случае, если заданной величиной является только угол раствора опоры a , порядок расчета несколько меняется.

Определив Q по уравнению (8-53) и выбрав конструктивно размер вылета опоры a , определяем допускаемую нагрузку на опору:

$$q = \frac{\left(a - \frac{\pi}{2} + \text{ctg } a\right) \varphi \cdot \sigma_d}{\text{ctg } a} \text{ кг/см}^2, \quad (8-58)$$

где σ_d — допускаемое напряжение на сжатие, равное 800 кг/см²; φ — коэффициент уменьшения, которым, как и в первом случае, задаемся, а затем проверяем его.

Тогда толщина ребра опоры

$$\delta = \frac{Q}{2 \cdot a \cdot q} \text{ см}. \quad (8-59)$$

Таблица 8-8

Гибкость λ	Коэффициент уменьшения φ (к расчету ребра опоры)									
	Значения коэффициента φ									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1,000	0,999	0,998	0,997	0,996	0,995	0,993	0,991	0,989	0,987
10	0,985	0,983	0,981	0,979	0,977	0,975	0,973	0,971	0,969	0,967
20	0,965	0,963	0,961	0,959	0,957	0,955	0,953	0,951	0,949	0,947
30	0,945	0,943	0,941	0,939	0,937	0,935	0,933	0,931	0,928	0,925
40	0,922	0,919	0,916	0,913	0,910	0,907	0,904	0,901	0,898	0,895
50	0,892	0,889	0,886	0,883	0,880	0,877	0,874	0,871	0,868	0,864
60	0,860	0,855	0,850	0,845	0,840	0,835	0,830	0,825	0,820	0,815
70	0,810	0,804	0,798	0,792	0,786	0,780	0,774	0,768	0,762	0,756
80	0,750	0,744	0,738	0,732	0,726	0,720	0,713	0,706	0,699	0,692
90	0,685	0,677	0,669	0,661	0,653	0,644	0,635	0,626	0,617	0,608
100	0,600	0,592	0,584	0,576	0,568	0,560	0,552	0,544	0,536	0,528
110	0,520	0,513	0,506	0,499	0,492	0,485	0,478	0,471	0,464	0,457
120	0,450	0,444	0,438	0,433	0,428	0,423	0,418	0,413	0,408	0,404
130	0,400	0,396	0,392	0,388	0,384	0,380	0,376	0,372	0,368	0,364
140	0,360	0,356	0,352	0,348	0,344	0,340	0,336	0,332	0,328	0,324
150	0,320	0,317	0,314	0,311	0,308	0,305	0,302	0,299	0,296	0,293
160	0,290	0,287	0,284	0,281	0,278	0,275	0,272	0,269	0,266	0,263
170	0,260	0,257	0,254	0,251	0,248	0,245	0,242	0,239	0,236	0,233
180	0,230	0,228	0,226	0,224	0,222	0,220	0,218	0,216	0,214	0,212
190	0,210	0,208	0,206	0,204	0,202	0,200	0,198	0,196	0,194	0,192
200	0,190									

В дальнейшем порядок расчета аналогичен приведенному выше.

8-8. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЫПАРНОГО АППАРАТА (ЖЕСТКОЙ КОНСТРУКЦИИ)

Механический расчет выпарного аппарата, как и вообще всякого теплообменника жесткой конструкции, сводится к расчету следующих его элементов:

1. Расчет толщины стенки цилиндрической обечайки греющей камеры и корпуса аппарата по формуле (8-1).

В случае, если выпарной аппарат работает под вакуумом, толщину стенки корпуса рассчитывают как цилиндрическую обечайку, подверженную наружному избыточному давлению, как это изложено выше на стр. 352.

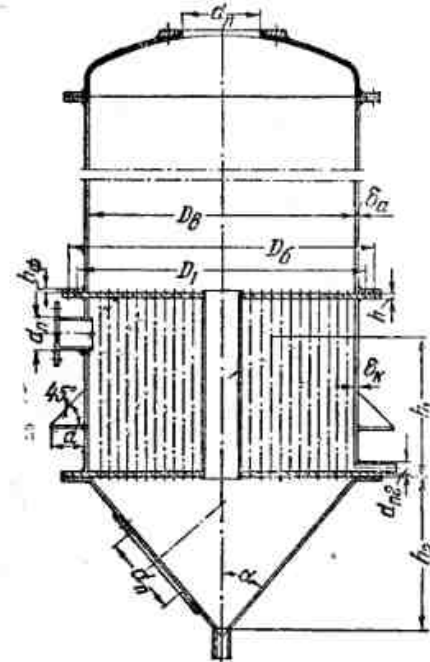
2. Расчет толщины стенки выпуклого или конического днища по формулам, приведенным в § 8-3, п. 6°.

3. Проверка необходимости укрепления вырезов (отверстий) диаметром свыше 50 мм по уравнениям (8-25) и (8-26), а для вырезов, требующих укрепления, — по уравнениям (8-27), (8-28) и (8-29).

4. Расчет греющей камеры (трубчатки) выпарного аппарата, представляющей теплообменный аппарат жесткой конструкции, по формулам, приведенным в § 8-5.

5. Расчет прочно-плотных соединений аппарата—уплотнений и фланцев—по формулам § 8-6.

6. Расчет опор (лап) выпарного аппарата по уравнениям, приведенным в § 8-7.



Фиг. 8-18. К расчету выпарного аппарата.

Пример 8-1. Произвести механический расчет выпарного аппарата (фиг. 8-18) для выпаривания растворов NaOH по данным теплового и конструктивного расчетов:

давление греющего пара $P = 11,8$ ат;

давление вторичного пара $P' = 5,0$ ат;

внутренний диаметр аппарата $D_a = 1800$ мм;

высота слоя раствора в аппарате $h_1 = 2000$ мм;

удельный вес раствора $\gamma = 1270$ кг/м³;

высота конического днища (при $\alpha_0 = 40^\circ$) $h_2 = 1070$ мм.

В корпусе аппарата имеются вырезы под лаз и патрубки диаметром 450 мм и в греющей камере— диаметром 125 мм.

Вес аппарата $G = 8700$ кг, количество опор $k = 4$.

Материал корпуса МСт-3 (ГОСТ 380-41, см. табл. 8-3); $\sigma_a = 3800$ кг/см²;

$\frac{3800}{4,35} = 875$ кг/см², трубки

стальные: $d_г/d_n = 33/38$ мм; количество $n = 740$ шт. Максимально возможная разность температур кожуха греющей камеры и трубок $\Delta t = 15^\circ$ С.

1. Толщину стенок цилиндрической обечайки греющей камеры определяем по формуле (8-1):

$$\delta_k = \frac{PD_a}{2\sigma_0 \varphi} + C = \frac{11,8 \cdot 180}{2 \cdot 875 \cdot 0,95} + 0,1 = 1,38 \text{ см.}$$

Принимаем $\delta_k = 15$ мм.

2. Толщина стенки цилиндрической обечайки аппарата

$$\delta_a = \frac{P'D_a}{2\sigma_0 \varphi} + C = \frac{5 \cdot 180}{2 \cdot 875 \cdot 0,95} + 0,4 = 0,94 \text{ см.}$$

Принимаем $\delta_a = 10$ мм.

3. Верхнее днище аппарата принимаем выпуклым; толщина стенки его по формуле (8-14)

$$\delta_{дн} = \frac{P'D_n k}{2\sigma_0 \varphi} + C = \frac{5 \cdot 180 \cdot 1,75}{2 \cdot 875 \cdot 0,95} + 0,4 = 1,35 \text{ см}$$

при

$$\frac{h}{D_a} = \frac{45}{180} = 0,25 \text{ и } \frac{l+d}{D_a} = \frac{0+45}{180} = 0,25.$$

По табл. 8-4 находим: $K = 1,75$; $C = 0,5$ см, так как среда химически агрессивная и имеется вырез диаметром 450 мм; $\varphi = 0,95$, так как днище сварное. Принимаем $\delta_{дн} = 14$ мм.

4. Нижнее днище коническое, находится под смешанным давлением вторичного пара и столба раствора, высота которого $h_1 + h_2$, причем $h_1 > h_2$. Эквивалентное гидростатическое давление столба жидкости по уравнению (8-23)

$$h_{экв} = \frac{P'}{\gamma} = \frac{5}{0,00127} = 3940 \text{ см.}$$

Общее приведенное давление в аппарате по уравнению (8-24):

$$H = h_1 + h_{экв} = 200 + 3940 = 4140 \text{ см.}$$

Толщина конического днища по формуле (8-21) составит:

$$\delta_{к.дн} = \frac{\gamma D_a H}{2\sigma_0 \varphi_1 \cos \alpha} + C = \frac{0,00127 \cdot 180 \cdot 4140}{2 \cdot 875 \cdot 0,95 \cdot 0,766} + 0,5 = 0,745 + 0,5 = 1,245 \text{ см.}$$

Принимаем $\delta_{к.дн} = 14$ мм.

5. Проверяем необходимость укрепления вырезов под патрубки и лазы: а) В днище аппарата. По формуле (8-26) диаметр отверстия

$$d_{расч} = 8,05 \sqrt{D_a \cdot \delta (1-x)} = 8,05 \sqrt{1800 \cdot 14 (1-0,95)} = 125 \text{ мм.}$$

Фактический диаметр выреза составляет 450 мм. Следовательно, по уравнению (8-25) вырез необходимо укрепить.

б) Аналогично в греющей камере

$$d_{расч} = 8,05 \sqrt{D_a \cdot \delta (1-x)} = 8,05 \sqrt{1800 \cdot 16 (1-0,95)} = 130 \text{ мм,}$$

что больше фактического диаметра выреза (125 мм). Поэтому выреза укреплять не следует.

Площадь укрепления выреза для лаза диаметром 450 мм кольцом толщиной $\delta_k = 16$ мм по уравнению (8-27)

$$F_{укр} = \delta_k \cdot d + \delta d + a_1^2 = 16 \cdot 450 + 14 \cdot 450 + 10^2 = 13600 \text{ мм}^2,$$

площадь же отверстия выреза по формуле (8-28)

$$F_{отв} = \frac{\delta}{0,9} (2d - 50) = \frac{14}{0,9} (2 \cdot 450 - 50) = 13200 \text{ мм}^2.$$

Так как по уравнению (8-29)

$$F_{укр} = 13600 \text{ мм}^2 > F_{отв} = 13200 \text{ мм}^2,$$

то укрепление будет работать хорошо.

б. Расчет трубчатки жесткой конструкции греющей камеры выпарного аппарата делаем в следующей последовательности:

а) Осевое усилие, растягивающее кожух греющей камеры и трубки и возникающее от давления внутри аппарата, по формуле (8-30)

$$Q' = 0,785 (D_n^2 - n \cdot d_n^2) P_k + 0,785 \cdot n \cdot d_n^2 \cdot P_m = 0,785 (180^2 - 740 \cdot 3,8^2) \times \\ \times 11,8 + 0,785 \cdot 740 \cdot 3,3^2 \cdot 5 = 201\,100 + 31\,600 = 232\,700 \text{ кг};$$

б) Площадь сечения трубок

$$F_m = 0,785 n (d_n^2 - d_o^2) = 0,785 \cdot 740 (3,8^2 - 3,3^2) = 2\,060 \text{ см}^2.$$

в) Площадь сечения кожуха греющей камеры

$$F_k = 0,785 (D_n^2 - D_o^2) = 0,785 (183,2^2 - 180^2) = 912 \text{ см}^2.$$

г) Осевое усилие, возникающее от давления среды и растягивающее кожух греющей камеры, по формуле (8-32)

$$Q'_k = \frac{Q' \cdot F_k \cdot E_k}{F_m E_m + F_k E_k} = \frac{232\,700 \cdot 912}{2\,060 + 912} = 71\,400 \text{ кг};$$

$E_k = E_m$, так как трубки и корпус стальные.

д) Осевое усилие, возникающее от давления среды и растягивающее трубки, по формуле (8-33)

$$Q'_m = \frac{Q' \cdot F_m \cdot E_m}{F_m E_m + F_k E_k} = \frac{232\,700 \cdot 2\,060}{2\,060 + 912} = 161\,300 \text{ кг}.$$

е) Осевые напряжения в трубках и в кожухе греющей камеры, возникающие от давления среды, по формуле (8-34)

$$\sigma'_m = \sigma'_k = \frac{Q'}{F_m + F_k} = \frac{232\,700}{2\,060 + 912} = 78 \text{ кг/см}^2.$$

ж) Осевые напряжения, возникающие в трубках под влиянием разности температур, по формуле (8-36)

$$\sigma''_m = - \frac{\Delta t \cdot \alpha \cdot F_k \cdot E}{F_k + F_m} = - \frac{15 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 912 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{912 + 2\,060} = -116 \text{ кг/см}^2,$$

где α — коэффициент линейного расширения, равный для стальных трубок и корпуса $1,2 \cdot 10^{-5}$.

з) Осевые напряжения, возникающие в кожухе греющей камеры под влиянием разности температур, по формуле (8-37)

$$\sigma''_k = \frac{\Delta t \cdot \alpha \cdot F_m \cdot E}{F_k + F_m} = \frac{15 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 2\,060 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{912 + 2\,060} = 262 \text{ кг/см}^2.$$

и) Осевые усилия, возникающие в кожухе греющей камеры и в трубках, по формуле (8-38)

$$Q''_k = -Q''_m = \frac{\Delta t \cdot \alpha \cdot F_k \cdot F_m \cdot E}{F_k + F_m} = \\ = \frac{15 \cdot 1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 912 \cdot 2\,060 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{912 + 2\,060} = 238\,900 \text{ кг}.$$

к) Полные осевые усилия, возникающие в трубках,

$$Q_m = Q'_m + Q''_m = 161\,300 - 238\,900 = -77\,600 \text{ кг}.$$

л) Полные осевые усилия, возникающие в кожухе греющей камеры,

$$Q_k = Q'_k + Q''_k = 71\,400 + 238\,900 = 310\,300 \text{ кг}.$$

м) Полные осевые напряжения, возникающие в трубках.

$$\sigma_m = \sigma'_m + \sigma''_m = 78 - 116 = -38 \text{ кг/см}^2.$$

н) Полные осевые напряжения, возникающие в кожухе греющей камеры,

$$\sigma_k = \sigma'_k + \sigma''_k = 78 + 262 = 340 \text{ кг/см}^2.$$

о) Толщина трубных плит по формуле (8-39)

$$h = \sqrt{\frac{Q_k \cdot z_2}{\sigma_d \cdot z_3} + \frac{9 \cdot P_6 \beta_2^2 (D_6 - D_1)}{\sigma_d \cdot D_6 \cdot z_4}}.$$

При $\beta_1 = \frac{D_{cp}}{D_0} = \frac{181,6}{165} = 1,1$ [по графику фиг. (8-11) — $z_2 = 1,0$],

где $D_{cp} = 0,5 (D_n + D_o) = 0,5 (183,2 + 180) = 181,6 \text{ см}$ и

$$D_0 = 165 \text{ см}.$$

$$\sigma_d = \frac{4800}{4,0} = 1\,200 \text{ кг/см}^2 \text{ для стали 30 (ГОСТ 1050-41)} \text{ по табл. 8-3.}$$

При $\beta = 1,10$ по графику фиг. (8-12) $z_3 = 10,7$;

$$\beta_2 = \frac{D_6}{D_1} = \frac{200}{192} = 1,04.$$

При $\beta_2 = 1,04$ по графику фиг. (8-12) $z_4 = 10$.

$$\text{Усилие затяга болтов } P_6 = 1,3 \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} P' = 1,3 \frac{3,14 \cdot 192^2}{4} \cdot 5,0 = 188\,000 \text{ кг};$$

$$h = \sqrt{\frac{310\,370 \cdot 1,0}{1\,200 \cdot 10,7} + \frac{9 \cdot 188\,000 \cdot 1,04^2 (200 - 192)}{1\,200 \cdot 200 \cdot 10}} = 5,3 \text{ см}.$$

Принимаем $h = 53 \text{ мм}$.

п) Минимально необходимая толщина трубной плиты из условий надежной развальцовки по формуле (8-40)

$$h_{\text{мин}} = \frac{d_n}{8} + 5 \text{ мм} = \frac{38}{8} + 5 \text{ мм} = 10 \text{ мм}.$$

Следовательно, толщина трубной плиты $h = 53 \text{ мм}$ по условиям прочности развальцовки будет достаточной.

р) Проверка полученной толщины трубной плиты на изгиб ромбического участка по формуле (8-41)

$$\sigma = \frac{P}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{d_n}{e}\right) \left(\frac{h}{e}\right)^2} = \frac{11,8}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{3,8}{5,9}\right) \left(\frac{5,3}{5,9}\right)^2} = 7,4 \text{ кг/см}^2,$$

то вполне допустимо.

Здесь $P = 11,8 \text{ ат}$ — максимально возможное давление на трубную плиту;

$$d_n = 3,8 \text{ см};$$

$$t = 50 \text{ мм};$$

$$\alpha = 60^\circ.$$

Тогда

$$e = \frac{aa' + aa''}{2} = \frac{0,866t + 1,5t}{2} = \frac{0,866 \cdot 5 + 1,5 \cdot 5}{2} = 5,9 \text{ см}.$$

7. Расчет разъемных прочно-плотных соединений

а) Выбираем уплотнение типа плоской прокладки. Материал прокладки — медь. Необходимое усилие затяжки болтов по формуле (8-47)

$$P_G = 188\,000 \text{ кг}.$$

Принимаем число болтов $n' = 50$.

Материал МСТ-4, $R_z = 900 \text{ кг/см}^2$.

Необходимый диаметр болтов

$$d_G = \sqrt{\frac{4\beta P_G}{\pi n' R_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 188\,000}{3,14 \cdot 50 \cdot 900}} = 2,6 \text{ см}.$$

Принимаем болты М30.

Шаг болтов

$$t = \frac{\pi D_G}{n'} = \frac{3,14 \cdot 2\,000}{50} = 126 \text{ мм};$$

тогда

$$3d_G = 90 \text{ мм} < t = 126 \text{ мм} < 6d_G = 180 \text{ мм},$$

т. е. расчет болтов произведен правильно.

б) Фланец корпуса аппарата приварной, материал — МСТ-3, толщина фланца по формуле (8-52)

$$h_\phi = a \sqrt{\frac{P'_G (D_G - D_e) t}{2\sigma_d (t - d) d}} = 0,6 \sqrt{\frac{3\,770 (200 - 180) 12,6}{2 \cdot 760 (12,6 - 3,0) 3,0}} = 2,8 \text{ см},$$

где

$$P'_G = \frac{P_G}{n'} = \frac{188\,000}{50} = 3\,770 \text{ кг};$$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_e}{n} = \frac{3\,800}{5} = 760 \text{ кг/см}^2.$$

Принимаем $h_\phi = 30 \text{ мм}$.

Остальные разъемные прочно-плотные соединения выпарного аппарата рассчитываются аналогично.

8. Расчет опор (лап) выпарного аппарата

Вес аппарата в рабочем состоянии $G = 8\,700 \text{ кг}$.

Количество опор (лап) $k = 3$.

По монтажным соображениям необходимо установить опоры (лапы) с вылетом $a = 250 \text{ мм}$ и углом раствора 45° .

а) Нагрузка на опору (лапу) по уравнению (8-53)

$$Q = \frac{G}{k} = \frac{8\,700}{3} = 2\,900 \text{ кг}.$$

б) Предварительно задаемся коэффициентом уменьшения

$$\varphi = 0,38.$$

в) Допускаемая нагрузка на опору (лапу) по уравнению (8-58)

$$q = \frac{\left(\alpha - \frac{\pi}{2} + \text{ctg } \alpha\right) \varphi \sigma_d}{\text{ctg } \alpha} = \frac{(0,785 - 1,571 + 1) 0,38 \cdot 800}{1} = 65 \text{ кг/см}^2,$$

где $\alpha = 45^\circ = \frac{\pi}{4} = 0,785$;

$$\frac{\pi}{2} = 1,571;$$

$$\text{ctg } \alpha = \text{ctg } 45 = 1.$$

г) Толщина ребра споры (лапы) по уравнению (8-59)

$$\delta = \frac{Q}{2aq} = \frac{2\,900}{2 \cdot 25 \cdot 65} = 0,89 \text{ см}.$$

Принимаем $\delta = 9 \text{ мм}$.

д) Определяем фактическое значение коэффициента уменьшения φ . Свободная длина опоры (лапы) AB по уравнению (8-55)

$$l = \sqrt{h^2 + a^2} = \sqrt{25^2 + 25^2} = 35,3 \text{ см}.$$

Наименьший радиус инерции поперечного сечения ребра по уравнению (8-56)

$$r = 0,289 \cdot \delta = 0,289 \cdot 0,9 = 0,26 \text{ см}.$$

Гибкость ребра по стороне AB по уравнению (8-57)

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{35,3}{0,26} = 136, \text{ что соответствует по табл. 8-8 } \varphi = 0,376, \text{ значение}$$

которого практически совпадает с принятым $\varphi = 0,38$; следовательно, толщина ребра лапы $\delta = 9 \text{ мм}$ рассчитана правильно.

8-9. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА НЕЖЕСТКОЙ КОНСТРУКЦИИ

Механический расчет трубчатого теплообменника нежесткой конструкции с плавающей головкой без сальникового устройства (фиг. 8-19) сводится к расчету следующих его элементов:

1) толщины стенки цилиндрической обечайки корпуса по формуле (8-1);

2) толщины стенки выпуклых днищ по формуле (8-14);

3) плавающей и жесткой трубной плиты трубчатки по формулам (8-44) или (8-46) и (8-45), (8-40) и (8-41);

4) разъемных прочно-плотных соединений:

а) уплотнений — по формулам (8-47) или (8-48) и (8-49), (8-50) и (8-51);

б) фланцев — по формуле (8-52);

5) опор (лап) теплообменника нежесткой конструкции по уравнениям, приведенным в § 8-7, и проверке необходимости укрепления вырезов (отверстий) диаметром свыше 50 мм по

уравнению (8-25) и (8-26), а для вырезов, требующих укрепления, по уравнениям (8-27), (8-28) и (8-29).

Пример 8-2. Произвести механический расчет трубчатого теплообменника нежесткой конструкции с плавающей головкой без сальникового устройства по данным теплового и конструктивного расчетов:

давление в трубках $P_m = 20$ ат;
давление в межтрубном пространстве $P_k = 15$ ат;

рабочая длина трубок 3000 мм,
трубки — стальные диаметром 22/26 мм, количество $n_1 = 270$ шт.

Максимально возможная разность температур корпуса и трубок 75° С.
Конструктивные размеры аппарата:

диаметр окружности крайних трубок $D_0 = 630$ мм;

внутренний диаметр плавающей головки $D_g = 690$ мм;

диаметр окружности болтов головки $D'_g = 790$ мм;

наружный диаметр фланца головки $D'_n = 840$ мм;

внутренний диаметр аппарата $D_g = 750$ мм;

наружный диаметр фланца $D_n = 880$ мм;

средний диаметр прокладки $D_1 = 730$ мм;

диаметр трубных отверстий в плите $d_0 = 1,015 d_n = 1,015 \cdot 26 = 26,4$ мм;

число трубок в диаметральном сечении трубы $b = 19$.

В аппарате имеются отверстия под патрубки диаметром 75 мм.

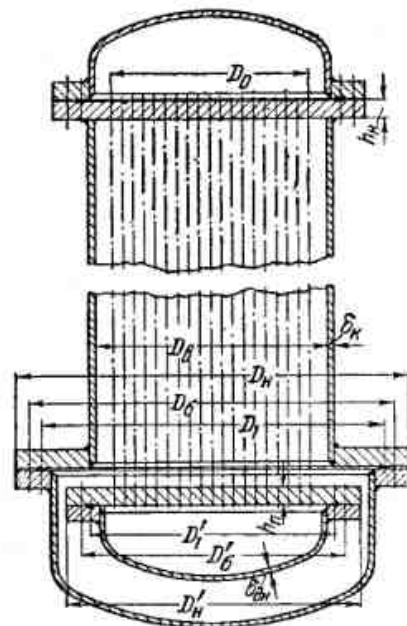
Расчет толщины стенок корпуса и днищ выполняется аналогично расчету, приведенному в примере 8-1. Толщина стенки корпуса здесь получается $\delta_k = 10$ мм, толщина стенки днищ $\delta_{дн}$ также 10 мм.

Толщина трубной плиты плавающей головки

$$h_n = \frac{D_y}{2} \sqrt{\frac{P\phi}{\sigma_3 \varphi}} = \frac{79}{2} \sqrt{\frac{20 \cdot 0,5}{875 \cdot 0,405}} = 6,5 \text{ см} = 65 \text{ мм},$$

где для данной конструкции $D_y = D'_g = 790$ мм;
коэффициент закрепления плиты $\phi = 0,5$;
коэффициент прочности плиты

$$\varphi = \frac{D'_n - \Sigma d_0}{D'_n} = \frac{84 - 19 \cdot 2,64}{85} = 0,405.$$



Фиг. 8-19. К расчету теплообменника нежесткой конструкции с плавающей головкой.

Минимально необходимая толщина трубной плиты из условий надежной развальцовки

$$h_{мин} = \frac{d_n}{8} + 5 \text{ мм} = \frac{26}{8} + 5 = 9 \text{ мм}.$$

Следовательно, в трубной плите плавающей головки с $h_n = 65$ мм развальцовка трубок будет достаточной.

Проверка полученной толщины трубной плиты на изгиб ромбического участка

$$\sigma = \frac{P}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{d_n}{e}\right) \left(\frac{h}{e}\right)^2} = \frac{20}{3,6 \left(1 - 0,7 \frac{2,6}{4,3}\right) \left(\frac{6,5}{4,3}\right)^2} = 4,25 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо.

Здесь $P = 20$ ат — максимально возможное давление на трубную плиту;

$d_n = 2,6$ см;
 $t = 3,64$ см;
 $\alpha = 60^\circ$.

Тогда

$$e = \frac{aa' + aa''}{2} = \frac{0,866t + 1,5t}{2} = \frac{0,866 \cdot 3,64 + 1,5 \cdot 3,64}{2} = 4,3 \text{ см}.$$

Толщина неподвижной трубной плиты

$$h_n = \frac{D_y}{2} \sqrt{\frac{P \cdot \phi}{\sigma_3 \cdot \varphi}} = \frac{75}{2} \sqrt{\frac{20 \cdot 0,5}{875 \cdot 0,43}} = 6,0 \text{ см} = 60 \text{ мм},$$

где в данном случае $D_y = D_g = 750$ мм;

$$\varphi = \frac{D_n - \Sigma d_0}{D_n} = \frac{88 - 19 \cdot 2,64}{88} = 0,43.$$

Проверки на минимально необходимую толщину трубной плиты из условий надежности развальцовки и на изгиб ромбического участка аналогичны приведенным.

Расчеты других деталей и узлов теплообменника нежесткой конструкции (расчет разъемных прочно-плотных соединений, укрепления вырезов под патрубки, опор) аналогичны приведенным в примере 8-1.

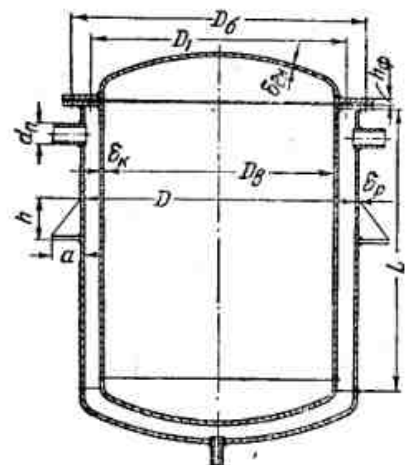
8-10. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕАКТОРА (С ПАРОВОЙ РУБАШКОЙ)

Механический расчет реактора (с паровой рубашкой) (фиг. 8-20) сводится к расчету следующих его элементов:

- 1) толщины стенки цилиндрической обечайки кожуха паровой рубашки по формуле (8-1);
- 2) толщины стенки выпуклых днищ по формуле (8-14);
- 3) толщины стенки корпуса реактора, который при наличии паровой рубашки работает как сосуд, находящийся под наружным избыточным давлением; этот расчет следует проводить по образцу проектного расчета, приведенному на стр. 352;

4) выпуклого днища корпуса реактора, находящегося под наружным избыточным давлением; его следует производить по практическим рекомендациям, приведенным на стр. 357;

5) разъемных прочно-плотных соединений:



Фиг. 8-20. К расчету реактора (с паровой рубашкой).

а) уплотнений — по формулам (8-47) или (8-48) и (8-49), (8-50) и (8-51);

б) приварных фланцев — по формуле (8-52);

в) опор (лап) реактора по уравнениям, приведенным в § 8-7, и проверке необходимости укрепления вырезов (отверстий) диаметром свыше 50 мм по уравнениям (8-25) и (8-26) и расчету вырезов, требующих укрепления, по уравнениям (8-27), (8-28) и (8-29).

Пример 8-3. Произвести механический расчет реактора (с паровой рубашкой) по данным теплового и конструктивного расчетов:

давление паровой фазы в реакторе $P = 5 \text{ ат}$;

давление греющего пара в паровой рубашке $P_1 = 15 \text{ ат}$;

внутренний диаметр реактора $D_0 = 1200 \text{ мм}$;

длина цилиндрической части реактора $L = 1500 \text{ мм}$;

средний диаметр прокладки $D_1 = 1300 \text{ мм}$;

диаметр болтовой окружности $D_2 = 1480 \text{ мм}$;

внутренний диаметр паровой рубашки $D = 1400 \text{ мм}$;

материал корпуса — МСТ-3 (ГОСТ 380-41, см. табл. 8-3) $\sigma_s = 3800 \text{ кг/см}^2$;

$$\sigma_d = \frac{3800}{4,0} = 950 \text{ кг/см}^2.$$

Для подвода пара имеются два патрубка диаметром 75 мм.

1. Толщина стенки цилиндрической обечайки паровой рубашки

$$\delta_p = \frac{P_1 D}{2\sigma_d \varphi} + C = \frac{15 \cdot 140}{2 \cdot 950 \cdot 0,95} + 0,28 = 1,28 \text{ см.}$$

Принимаем $\delta_p = 14 \text{ мм}$.

2. Толщину стенки корпуса реактора δ_k рассчитываем как цилиндрическую обечайку, находящуюся под наружным избыточным давлением при худших условиях работы, т. е. при $P = 0$ и $P_n = 15 \text{ ат}$. Следуя примеру проектного расчета (приведенному на стр. 352), выполняем следующие действия:

а) Принимаем значение запаса на устойчивость $m = 6$.

б) Определяем $y = \frac{L}{D_0} = \frac{1500}{1200} = 1,25$.

в) Определяем ориентировочное значение δ_k из расчета на простое сжатие по формуле

$$\delta_k = \frac{P_n \cdot D_0}{2\sigma_{см} \varphi} + C = \frac{15 \cdot 120}{2 \cdot 895 \cdot 0,8} + 0,2 = 1,5 \text{ см} = 15 \text{ мм.}$$

г) Подсчитываем ориентировочное значение x :

$$x = \frac{D_0}{\delta_k} = \frac{120}{1,5} = 80.$$

д) Определяем пределы применения формул:

$$L_{кр} = 1,17 D_0 \sqrt{x} = 1,17 \cdot 120 \sqrt{80} = 1255 \text{ см};$$

$$L_{мин} = \frac{1,3 E D_0}{m \cdot \varphi \cdot \sigma_{см} \cdot x \sqrt{x}} = \frac{1,3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 120}{6 \cdot 0,95 \cdot 950 \cdot 80 \sqrt{80}} = 85 \text{ см.}$$

е) Подсчитываем окончательное значение толщины стенки корпуса

$$\text{при } L_{мин} = 85 \text{ см} < L = 150 \text{ см} < L_{кр} = 1255 \text{ см}$$

по формуле:

$$\delta = D_0 \left(\frac{P_n m y}{2,6 E} \right)^{0,4} + C = 120 \left(\frac{15 \cdot 6 \cdot 1,25}{2,6 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \right)^{0,4} + 0,2 = 1,76 \text{ см.}$$

Принимаем $\delta_k = 18 \text{ мм}$.

3. Днище корпуса реактора, подверженное наружному избыточному давлению, принимаем выпуклым; толщину стенки его рассчитываем по формуле (8-15б), так как $P_n = 15 \text{ ат} > 8 \text{ ат}$;

$$\delta'_{дн} \geq \delta_{дн} + 0,2 = \frac{P_1 D_0 k}{2\sigma_d \varphi} + C + 0,2 = \frac{15 \cdot 120 \cdot 1,3}{2 \cdot 950 \cdot 1} + 0,4 + 0,2 = 1,83 \text{ см.}$$

где при $\frac{h}{D_0} = \frac{30}{120} = 0,25$ по табл. 8-4 находим:

$$k = 1,3;$$

$C = 0,4 \text{ см}$, так как среда химически не агрессивна и днище без лаза; при двух рабочих поверхностях днища (как со стороны внутреннего объема реактора, так и со стороны паровой рубашки) $C = 0,2 + 0,2 = 0,4 \text{ см}$;

$\varphi = 1$, так как днище штампованное.

Принимаем $\delta'_{дн} = 19 \text{ мм}$.

Расчет остальных элементов (деталей и узлов) реактора (с паровой рубашкой) аналогичен приведенному в примере 8-1.

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Аронс Г. А., Теплоиспользующие аппараты, Госэнергоиздат, 1941.
2. Бабицкий И. Ф. и Вихман Ю. Л., Расчет и конструирование деталей типовой химической аппаратуры, Машгиз, 1940.
3. Богатков С. М., Размещение труб в плитах теплообменных аппаратов, «Химическое машиностроение», № 3, 1934.
4. Богатков С. М., Определение средних температур жидкости по поверхности теплообмена, «Химическое машиностроение», № 10, 1933.
5. Бомштейн Е. И., Расчет трубных плит теплообменников с плавающей головкой, «Химическое машиностроение», № 3, 1937.
6. Вихман Ю. Л., К расчету трубных плит теплообменников с плавающей головкой, «Химическое машиностроение», № 5, 1937.
7. ВНИИТЕ, Правила по надзору за аппаратурой, работающей под давлением, Азнефтеиздат, Баку, 1945.
8. ВНИТОЭ, Тезисы докладов на научно-техническом совещании по промышленной энергетике, Москва, 1948.
9. Гельперин Н. И., Выпарные аппараты, Госхимиздат, 1947.
10. Гельперин Н. И. и Зайцев С. Д., Рациональный расчет теплообменных аппаратов, «Химическое машиностроение», № 2, 1935.
11. Захаренко С. Е., Специальные детали и узлы химических машин и аппаратов, литогр. изд. ЛИИ, Ленинград, 1939.
12. Захаренко С. С., Механический расчет теплообменников жесткой конструкции, «Химическое машиностроение», № 5, 1936.
13. Захаренко С. Е., Обтормаживание в аппаратах высокого давления, «Химическое машиностроение», № 4—5, 1935.
14. Каган С. З. и Четкин А. В., Органические высокотемпературные теплоносители и их применение в промышленности, Госхимиздат, 1951.
15. Канторович З. Б., Основы расчета химических машин и аппаратов, Машгиз, 1946.
16. Касаткин А. Г., Основные процессы и аппараты химической технологии, Госхимиздат, 1950.
17. Киммельман Д. Н., К вопросу о разъемных прочно-плотных соединениях с прокладками, «Химическое машиностроение», № 10, 1940.
18. Кичигин М. А. и Костенко Г. Н., Рационализация теплового хозяйства сахарных заводов, Гостехиздат Украины, Киев, 1950.

19. Клюев Г. М. и Чиркин В. С., Краткий курс теплопередачи, Оборонгиз, 1941.
20. Копьев С. Ф., Бойлеры и паропреобразователи, ГОНТИ, 1939.
21. Костенко Г. Н., Новая методика расчета выпарных установок, Сборник научных трудов, посвященных юбилею КПИ¹, Киев, 1948.
22. Кутателадзе С. С., Теплопередача при конденсации и кипении, Машгиз, 1949.
23. Лебедев П. Д. и Щукин А. А., Фабрично-заводская теплотехника, Госэнергоиздат, 1948.
24. Ложкин А. Н., Трансформаторы тепла, Машгиз, 1948.
25. Михеев М. А., Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1949.
26. Мурич Г. А., Гидравлическое сопротивление стальных труб, «Известия ВТИ», № 10, 1948.
27. Нишхиммаш, Нормалы на химические аппараты и машины (вып. 2), под редакцией В. Б. Николаева, Машгиз, 1949.
28. Павлов К. Ф., Романков П. Г. и Малков М. П., Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, Госхимиздат, 1947.
29. Патон Е. О. и Шеверницкий В. В., Неотбортованные сферические днища сварных сосудов, «Химическое машиностроение», № 4, 1936.
30. Патон Е. О., Шеверницкий В. В. и Дзевалтовский К. И., Ослабление обечаек сварными патрубками, «Химическое машиностроение», № 5, 1937.
31. Рамм В. М., Теплообменные аппараты, Госхимиздат, 1948.
32. Рамм В. М., Расчет сосудов на наружное давление, «Химическая промышленность», № 4, 1944.
33. Рубинштейн Я. М., Теплопередача (в книге «Общая теплотехника» под ред. С. Я. Корницкого и Я. М. Рубинштейна), Госэнергоиздат, 1948.
34. Саликов А. П., Теплофикационные бойлеры, ОНТИ НКТП СССР, 1935.
35. Семенов Н. А., Использование производственных отходов тепла, Госэнергоиздат, 1947.
36. Тихомиров В. Н., Элементы конструирования и механических расчетов аппаратуры химических производств, часть I, изд. химфака Института повышения квалификации ИТР при ВСНИТО—ВМБИТ, Москва, 1936.
37. Тищенко И. А., Расчет многокорпусного выпарного аппарата, ОНТИ, 1938.

¹ КПИ — Киевский политехнический институт.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Барометрические конденсаторы 343
— трубы 343
- Вакуум-аппараты системы Вырового 335
- Вертикальные выпарные аппараты 327
— теплообменники 34, 180
- Весовое напряжение корпусов выпарных установок 219
- Водо-водяные горизонтальные подогреватели 191
- Водяной эквивалент 39
- Воздушные коммуникации 343
— насосы 343
- Вторичные рабочие среды 9
— тепловые ресурсы 11, 27
- Выносные теплообменники 27
— холодильники 27
- Вынужденная конвекция 88
- Выпарные аппараты без нуль-корпуса 216
— станции под давлением 228
— — разрежением 227
— установки 214
— вертикальные несекционированные 329
— — одноходовые 329
— — с внутренней греющей камерой 329
— — циркуляционной трубой 327
— — выносными поверхностями нагрева 332
— — длинными трубками 330
— — — подвесной камерой 328
— — — принудительной циркуляцией 333
— — вспомогательные устройства 337
— — горизонтальные 324, 336
— — двухкорпусные 215
— — классификация 317
— — кожухотрубные 336
— — конструкции 315, 322, 339
— — коэффициент теплопередачи 248, 307
- Выпарные установки многокорпусные 221
— — — предел устойчивости 293
— — — экономичность работы 228
— — модернизированные вертикальные с удлиненными трубками 328
— — нагрузки корпусов 219, 222
— — нагрузочные характеристики 274, 278, 295
— — напряжения поверхности нагрева корпусов 298
— — пленочные 330
— — подвод пара 338
— — полезная разность температур 291
— — предел устойчивости 292
— — производительность 229
— — — в условиях накипеобразования 305
— — противоточные 217
— — прямого тока 217
— — пятикорпусные 215
— — — с нуль-корпусами 245
— — расчет динамический 290
— — — механический 344
— — — нагрузок корпусов по методу Тищенко 233
— — — — с учетом тепловых потерь 237
— — — — температурного режима 259
— — — — тепловой 214, 218
— — — — поверочный 280, 312
— — — — предварительный 281, 283
— — — — проектный 273, 312
— — — — уточненный 281, 286
— — регулирование работы 310
— — режим работы оптимальный 340, 342
— — с горизонтальной выносной греющей камерой 336
— — — дополнительными корпусами 216
— — — змеевиковой поверхностью 323

- Выпарные установки с минимальной суммарной поверхностью нагрева корпусов 270
— — — нуль-корпусом 216
— — — одинаковыми корпусами и минимальной суммарной поверхностью нагрева 271
— — — — поверхностями нагрева корпусов 267
— — — параллельным питанием корпусов 217
— — — паровой рубашкой 322
— — — сепарационные устройства 338
— — — со свободной конвекцией 325
— — — специальных конструкций 335
— — — тепловой контроль 341, 342
— — — термическое сопротивление 291
— — — трехкорпусные 215
— — — с дополнительным корпусом 247
— — — устойчивость работы в условиях накипеобразования 305
— — — характеристики 290
— — — нагрузочные 274, 278, 295
— — — устойчивости 295
— — — четырехкорпусные 215
— — — экономичность 229
- Газовые холодильники 202
- Газо-газовые теплообменники 30, 200, 208
- Газо-жидкостные теплообменники 30
- Гидравлическое сопротивление теплообменников 158
- Гидромеханический расчет теплообменников 158
- Горизонтально-паротрубные испарители 326
- Горизонтальные водо-водяные подогреватели 191
— выпарные аппараты 324
— теплообменники 34
- Даутерм 16
- Двухкорпусные выпарные установки 215
- Двухступенчатый подогрев 15
- Дефлегматоры 179, 187
- Дифенильная смесь 16
- Днища выпуклые 175, 344, 347, 354
— конические 347, 358
— сферические неотбортованные 347, 357, 358
- Дросселирование греющего пара 311
- Дроссель-клапаны 342
- Жидкостно-жидкостные теплообменники 30, 200, 208

- Змеевики плоские 204
— цилиндрические 204
- Змеевиковые теплообменники 32, 90, 207
— холодильники 207
- Испарители 106
— горизонтально-паротрубные 326
— горизонтальные 324
— классификация 317
— конструкции 315, 322
- Испарительное охлаждение 24
- Испарительные холодильники 50
- Кожухотрубные теплообменники 57, 139, 180
- Кольцевые трубопроводы 337
- Комбинированные теплообменники 34, 206
- Компенсаторы линзовые 198
— теплообменников 198
- Компенсационная способность линзовых устройств 198
- Конвективный теплообмен, расчетные формулы 88
- Конвекция вынужденная 88
— свободная 88
- Конденсатороотводные устройства 18
- Конденсаторные установки 343
- Конденсаторы 23, 30, 105, 106, 179
— барометрические 343
— перегонных установок 206
— поверхностные 23
— холодильных установок 51
- Конденсационные технологические устройства 9
- Коэффициент испарения 225
— использования поверхности теплообмена 83, 84
— местного сопротивления 165
— накипеобразования 291, 296
— самоиспарения 225
— сопротивления трения 161
— тепловых потерь 225
— теплопередачи 74, 79, 309
— — выпарных аппаратов 248, 307
— — графоаналитический расчет 87
— — при загрязненной поверхности нагрева 83
- Критериальные уравнения 89
- Линзовые компенсаторы 198
- Многосонные теплообменники 51, 57
- Многокорпусные выпарные установки 221
— теплообменники 35
- Многоходовые горизонтальные подогреватели 180

- Многоходовые теплообменники 32, 141, 180, 186, 208
 Многоэлементные теплообменники 35
 Нагрузки корпусов выпарных установок 222
 — — — расчет 226
 Нагрузочные характеристики выпарных установок 274, 295
 — — теплообменников 87, 113
 Наклепобразование 290, 307
 Наклонные теплообменники 34
 Насосы воздушные 343
 Обечайки 344, 347, 349
 Обогрев газовый 21
 — электрический 22
 Однокорпусные теплообменники 35
 Одноходовые подогреватели 185
 — теплообменники 32, 179, 180
 Оросительное охлаждение 24
 Оросительные теплообменники 35, 205, 209
 Охлаждающие агенты 9
 Охлаждение воздушное 24
 — водяное 22
 — естественное 22
 — искусственное 22
 — испарительное 24
 — оросительное 24
 — проточное 22
 — рассольное 24
 — циркуляционное 27
 Охлажденные рассолы 23
 Паро-газовые подогреватели 50
 Паро-жидкостные подогреватели 50, 105, 124
 — — теплообменники 30, 123
 Патрубки 175, 317, 344
 — определение диаметров 154
 Первичные рабочие среды 9
 Перекрестные теплообменники 31, 45, 49, 54, 57, 64, 99, 123
 Плавниковые теплообменники 209
 Плиты трубные неподвижные 175
 — — со свободным осевым перемещением 175
 Плоские змеевики 204
 Поверхности теплообмена 39, 40
 Поверхностные конденсаторы 23
 — теплообменники 14, 22, 29, 38
 Погружные теплообменники 35, 209
 — — змеевиковые 204
 Подогреватели 9, 30, 179
 — водо-водяные 191
 — горизонтальные 180, 191
 — многоходовые 180
 — одноходовые 185
 Подогреватели паро-газовые 50
 — паро-жидкостные 50, 105, 124
 — трехходовые 128
 Полезная разность температур 265
 Предел устойчивости выпарной установки 292, 293
 Производительность выпарных установок 229, 305
 — теплообменников 172
 Противоточные выпарные установки 217
 — теплообменники 31, 45, 49, 53, 56, 71, 123
 Проточное охлаждение 22
 Пятикорпусные выпарные установки 215
 Рабочая среда вторичная 9
 — — первичная 9
 Рассольное охлаждение 24
 Расчет выпарной установки динамический 290
 — — — механический 344, 375
 — — — под давлением 240
 — — — с промежуточным подводом пара 245
 — — — тепловой 218, 273, 280, 312
 — нагрузки корпусов выпарных установок 237, 278
 — проточной части трубного пространства теплообменника 139
 — разъемных прочно-плотных соединений 369
 — реактора с паровой рубашкой механический 383
 — сварных соединений теплообменников 347
 — температурного режима выпарных установок 259
 — теплообменника, гидромеханический 139, 158
 — — конструктивный 139
 — — механический 344, 381
 — — тепловой 38, 112, 122
 — толщины трубной плиты 362
 — трубки теплообменника 362, 363, 367
 — укрепленный вырез в днищах 360
 — — цилиндрических обечайках 360
 — уплотнений 369
 — фланцев 371
 Реакторы 10, 128
 Реакционные аппараты 10, 25, 37, 204, 207
 Ребристые теплообменники 209
 Регенераторы 11
 Рекуперативные противоточные теплообменники 71

- Рекуператоры 11
 Решетки трубные 174—176
 Решофер 185
 Рубашечные теплообменники 35, 207, 209
 Свободная конвекция 88
 Секционные теплообменники 35, 200
 Сепараторы 317
 Сопrotivления местные теплообменников 159
 — термические 75, 79, 82
 — трения теплообменников 159
 Спиральные теплообменники 205
 Средняя разность температур 41
 — — — вычисление 51
 — температура рабочих сред, определение 72
 Ступенчатый подогрев 15
 Температурная депрессия 261
 Температурные потери при выпаривании 260
 Температурный напор 40
 — режим выпарных установок 310
 Тепловой баланс корпуса выпарной установки 222
 Тепловые нагрузки теплообменников 12, 39
 Теплоносители 9, 317
 Теплообмен конвективный 88
 Теплообменники 10
 — батарейные 200
 — вертикальные 34, 179, 180, 191
 — выносные 27
 — газо-газовые 30, 200, 208
 — газо-жидкостные 30
 — горизонтальные 34, 179
 — днища 175, 344
 — жесткой конструкции 35, 179, 180, 208
 — жидкостно-жидкостные 30, 200, 208
 — змеевиковые 32, 90, 204, 207
 — камеры 178
 — классификация 9, 29
 — кожухи 178
 — кожухотрубные 57, 139, 180, 208
 — комбинированные 34, 206
 — конструктивные элементы и узлы 174
 — конструкции 171
 — люки 175
 — металлические 32
 — многозонные 57
 — многокорпусные 35
 — многоходовые 32, 141, 179, 180, 186, 208
 Теплообменники многоходовые по межтрубному и одноходовые по трубному пространству 191
 — многоэлементные 35
 — нагрузки тепловые 12
 — нагрузочные характеристики 87, 113
 — наклонные 34
 — направления тока рабочих сред 60
 — нежесткой конструкции 36, 188, 381
 — неметаллические 32
 — непосредственного соприкосновения (смещения) рабочих сред 69
 — непрерывного действия 37
 — обечайки корпуса 344
 — однокорпусные 35
 — одноходовые 32, 179, 180
 — — по трубному и многоходовые по межтрубному пространству 191
 — опорные лапы 175
 — оросительные 35, 205, 209
 — паро-жидкостные 30, 123
 — патрубки 175, 344
 — перегородки 175, 178
 — перекрестного тока 31, 45, 49, 54, 57, 64, 99, 123
 — периодического действия 37
 — плавниковые 209
 — поверхностные 22, 29, 38
 — погружные 35, 204, 209
 — полужесткой конструкции 36, 198
 — производительность 172
 — простого тока 123
 — противоточные 31, 45, 49, 53, 56, 71, 123
 — прямого тока 30, 45, 56, 61, 71, 123
 — расчет гидромеханический 139, 158
 — — конструктивный 139
 — — механический 344, 381
 — — проточной части межтрубного пространства 150
 — — сварных соединений 347
 — — тепловой 38
 — — — поверочный 122
 — — — проектный 112
 — — трубки 362
 — — ребристые 209
 — режим работы оптимальный 211
 — рекуперативные 71
 — рубашечные 35, 207, 209
 — с неустановившимся тепловым режимом 37
 — — обогревом газовым 21
 — — — горячими жидкостями 18
 — — — паровым 14
 — — охлаждением водяным 23
 — — плавающей головкой 178, 188, 190

- Теплообменники с подвижной трубной решеткой 188
 — — поперечными перегородками 99
 — — продольными перегородками 90
 — — сальником у одной из трубных решеток 191
 — — U-образными трубками 193
 — — усталостившимся тепловым режимом 36
 — — секционные 35, 200
 — — смешанного тока 15, 29, 31, 45, 49, 57, 63, 69, 123
 — — сопротивление гидравлическое 158
 — — местное 159
 — — специальные 39
 — — спиральные 205
 — — схемы 9
 — — температуры конечные рабочих сред 64
 — — «труба в трубе» 90
 — — трубные плиты 141, 344
 — — трубчатые 175
 — — трубчатые 32, 77, 90, 174, 179, 187, 188, 198, 200, 208, 209
 — — с подлинными трубными решетками 197
 — — трубы 141
 — — укрепляющие кольца 344
 — — утилизационные 27
 — — фланцы 175, 344
 — — характеристика 131, 133
 — — штуцеры 175
 — — экономичность 172
 — — элементные 34, 200
 Теплопередача 88—90, 99, 101, 105
 — — коэффициенты 74, 79
 — — расчетные формулы 89
 Теплоутилизационные устройства 11, 64
 Термические сопротивления 75, 79, 80, 296
 — — загрязнений 84
 Трехкорпусные выпарные установки 215
 Трехходовые подогреватели 128
 Трубные плиты 344
 — — неподвижные 175
 — — со свободным осевым перемещением 175
 — — решетки 174—176
 Трубопроводы кольцевые 337
 Трубчатые теплообменники 175
 Трубчатые теплообменники с плавающей головкой 194
 — — — сальниковым компенсатором на корпусе 196
 — — — — патрубке 196
 Трубчатые теплообменники 32, 77, 90, 174, 179, 187—188, 197—198, 200, 208—209
 Удельные нагрузки корпусов выпарных установок 219
 Укрепляющие кольца теплообменников 344
 Уплотнения с плоскими прокладками 369
 Уравнение критериальное 89
 — — теплового баланса 12, 39
 — — теплообмена 39, 40
 Устойчивость выпарных установок 305
 Утилизационные теплообменники 27
 Фланцы теплообменников 175, 344
 Характеристики выпарных устройств 290
 — — устойчивости выпарных установок 295
 — — теплообменников 131, 133
 Холодильники 9, 30, 179
 — — батарейные 200
 — — выносные 27
 — — газовые 202
 — — змеевиковые 207
 — — испарительные 50
 — — поверхностные 22
 — — характеристика 131
 Цилиндрические змеевики 204
 Циркуляционное охлаждение 27
 Четырехкорпусные выпарные установки 215
 Штуцеры теплообменников 175
 Эквивалент водяной 39
 — — вторичных паров 228
 Экономичность выпарных установок 229
 — — теплообменников 172
 Элементные теплообменники 34, 200

ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
61	23 сверху	$(t'_2 < t''_1)$	$(t''_2 < t''_1)$
93	Таблица 2-1, графа 9	$\gamma \cdot 10^6$	$\nu \cdot 10^3$
279	Таблица, графа 2	$A_2 = 10,0$	$A_2 = 8,5$
376	15 снизу	$k = 4$	$k = 3$
377	7 снизу	по уравнению (8-27)	по уравнению (8-28) при $\delta_n = 0$
377	5 снизу	по формуле (8-28)	по формуле (8-29)
377	3 снизу	по уравнению (8-29)	по соотношению (8-27)

М. А. Кичигин и Г. Н. Костенко.