В.А.Григорьев
Ю.И.Крохин

ТЕПЛО- И МАССООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ КРИОГЕННОЙ ТЕХНИКИ

Для студентов вузов



ББК 31.392
Г 83
УДК 621.59.04(075.8)

Рецензенты: А. М. Архаров и кафедра криогенных установок Одесского технологического института холодильной промышленности

Григорьев В. А., Крохин Ю. И.

Г 83 Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники: Учебн. пособие для вузов. — М.: Энергоиздат, 1982. — 312 с., ил.

В пер.: 1 р. 20 к.

Приведены необходимые сведения о теплофизических свойствах газообразных и жидких криагентов, представлены описания конструкций рекуперативных и регенеративных теплообменных аппаратов криогенной техники и методы их теплового, гидравлического и конструктивного расчетов. Изложены вопросы ректификации бинарных смесей и конструктивного оформления ректификационных колонн.

Для студентов теплоэнергетических специальностей, а также для инженерно-технических работников организаций и предприятий, занимающихся вопросами техники низких температур.

$\Gamma \frac{2303050000\text{-}241}{051(01)\text{-}82}$ 7-82

ББК 31.392
6П2.28

ВАЛЕНТИН АЛЕКСАНДРОВИЧ ГРИГОРЬЕВ
ЮРИЙ ИВАНОВИЧ КРОХИН

Тепло- и массообменные аппараты криогенной техники

Редактор **В. А. Андрианова**
Редактор издательства **С. К. Брешин**
Переплет художника **Е. Н. Волкова**
Технический редактор **О. Д. Кузнецова**
Корректор **Л. С. Тимохова**

ИБ № 2436

Сдано в набор 23.11.81 Подписано в печать 13.04.82 Т-08948
Формат 70 × 100¹/₁₆ Бумага типографская № 3 Гарнитура литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 25,35 Уч.-изд. л. 25,74
Тираж 6000 экз. Заказ 1339 Цена 1р. 20 к.

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

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

© Энергоиздат, 1982

каф Э-4

БИБЛИОТЕКА КАФЕДРЫ Э-4

Предисловие

Криогенная техника, сравнительно недавно представлявшая интерес для относительно узкого круга специалистов, в настоящее время широко используется практически во всех основных отраслях народного хозяйства и в первую очередь в энергетике, электротехнике, металлургии, сельском хозяйстве. Она стала также мощным инструментом современных научных исследований в области физики твердого тела, ядерной физики, биологии, медицины и т. д.

Многоплановость решаемых с помощью низкотемпературного охлаждения задач обусловила разработку большого числа различных по устройству и холодопроизводительности криогенных установок. Используемые при этом тепло- и массообменные аппараты также отличаются большим разнообразием. Их конструктивное оформление в каждом конкретном случае диктуется характером реализуемых процессов, условиями эксплуатации, соображениями прочности, компактности, надежности и эффективности.

Авторы поставили перед собой цель систематизировать опубликованный в отечественной и зарубежной литературе материал, касающийся вопросов расчета и конструирования основных типов тепло- и массообменных аппаратов криогенной техники.

Книга задумана как учебное пособие для студентов технических вузов, специализирующихся в области криогеники и смежных с ней технических направлений, впервые приступающих к изучению инженерных дисциплин криогенной техники. Это, естественно, наложило отпечаток на ее содержание, структуру, характер изложения и подбор иллюстративного материала. В основу книги при этом положен лекционный курс, читаемый в течение ряда лет в Московском энергетическом институте.

В гл. 1 приведены общие сведения по физическим свойствам газообразных и ожиженных криагентов, а также влажного воздуха. Представлен ряд практических методов, позволяющих при необходимости получать количественные оценки значений теплофизических характеристик химически чистых криагентов и их смесей. Эта глава учебного пособия сопровождается достаточно обширным материалом справочного характера, содержащимся в приложении.

В последующих двух главах дано описание различных конструкций рекуперативных и регенеративных теплообменных аппаратов и сформулированы рекомендации по их преимущественному использованию. Наибольшее внимание при этом уделено витым и пластинчато-ребристым теплообменникам, отличающимся высокой эффективностью и компактностью. Нашли отражение также новые аппараты сетчатого и матричного типов, находящиеся в стадии промышленного освоения. С современных позиций в объеме, необходимом для расчета рекупера-

торов и регенераторов различных типов, изложены вопросы теплообмена и гидродинамики. В отдельных случаях авторы сознательно пошли на известные упрощения предлагаемых методик расчета, преследуя цель сохранения физической ясности описываемых процессов.

Анализу процессов низкотемпературной ректификации посвящена гл. 4, в которой излагаются физические основы разделения газовых смесей и способы его реализации. Рассмотрены конструктивные и схемные решения ректификационных аппаратов и порядок их расчета.

В заключительной главе дано описание свойств различных типов низкотемпературной изоляции и конструкционных материалов.

Объем предлагаемого в книге материала дает возможность, по мнению авторов, ее широкого использования также при выполнении типовых расчетов, курсового и дипломного проектирования. Она может быть полезна работникам соответствующих отраслей промышленности.

Авторы считают своим приятным долгом выразить благодарность канд. техн. наук, доц. А. К. Городову за проделанную им большую работу по составлению приведенных в книге примеров расчета.

Авторы благодарят также рецензентов докт. техн. наук, проф. А. М. Архарова и коллектив кафедры криогенных установок Одесского технологического института холодильной промышленности за весьма ценные замечания и пожелания, которые несомненно способствовали улучшению книги.

Все замечания и пожелания по содержанию книги будут с благодарностью приняты авторами и учтены при их дальнейшей работе над учебным пособием.

Авторы

Введение

Тепло- и массообмен играет исключительно важную роль в организации большого многообразия современных технологических процессов. Энергетика, промышленная теплотехника, техника низких и сверхнизких температур, радиоэлектроника, вычислительная техника, авиация и космонавтика — вот неполный перечень областей применения теплообменных и тепломассообменных аппаратов, в которых на практике реализуется перенос теплоты и массы и от эффективности работы которых нередко в определяющей степени зависит работа крупных установок и систем.

В настоящее время в технике используются различные по конструктивному оформлению тепло- и массообменные аппараты, выполняющие функции нагревателей и охладителей, испарителей и конденсаторов, а также обеспечивающие осуществление более сложных физико-химических процессов, таких, например, как осушка и увлажнение, ректификация, сублимация и т. д.

По принципу действия тепло- и массообменные аппараты могут быть разделены на две большие группы: поверхностные и смесительные (или контактные) аппараты. К первой группе в свою очередь относятся *рекуперативные* и *регенеративные* аппараты.

В рекуперативных аппаратах теплопередача между греющей и нагреваемой средами осуществляется через разделяющую стенку. Направление теплового потока в рекуператорах, как правило, не меняется во времени, а процесс теплообмена при этом может протекать как без изменения агрегатного состояния потоков, так и с изменением (кипением, конденсацией, сублимацией) обеих или одной из рабочих сред. В зависимости от вида фазового перехода рекуперативные аппараты носят название испарителей, конденсаторов, испарителей-конденсаторов, сублиматоров и т. д.

В регенеративных аппаратах одна и та же поверхность нагрева попеременно омывается теплым и холодным потоками газов, аккумулируя теплоту при контакте с более нагретой средой в первом периоде и отдавая ее затем холодной среде во втором периоде. Естественно, что направление теплового потока при этом периодически меняется. Передача теплоты в регенераторах установок криогенной техники обычно протекает совместно с процессом массообмена, связанным с очисткой газа от водяных паров и двуокиси углерода путем их вымораживания при контакте с холодной насадкой.

К группе смесительных теплообменных аппаратов относятся устройства, в которых перенос теплоты и массы от одного теплоносителя к другому осуществляется при их непосредственном контакте. Примером названных аппаратов являются *скрубберы,* в которых происходит взаимодействие поднимающегося потока газа с поверхностью капель

или струй жидкости. Скрубберы газоразделительных установок предназначаются, в частности, для очистки газовых смесей от CO_2 путем контактирования их со стекающим по насадке раствором щелочи.

Самостоятельным классом аппаратов являются *ректификационные колонны,* в которых реализуется процесс разделения смесей на составляющие их компоненты.

Тепло- и массообменные аппараты перечисленных типов широко используются в холодильной и криогенной технике. Они являются основными элементами установок получения и использования криогенных жидкостей, установок разделения газовых смесей методом глубокого охлаждения, различных низкотемпературных систем авиационной, ракетной и ядерной техники.

В зависимости от температурного уровня, назначения и принципа действия той или иной низкотемпературной установки используемые в ее схеме количество и типы тепло- и массообменных аппаратов могут быть различными.

Говоря об уровне температур, условно различают:

область умеренно низких температур (от 300 до 120 К);

область глубокого холода (от 120 до 0,3 К);

область сверхнизких температур (ниже 0,3 К).

Первая область температур реализуется в широком классе установок, применяемых в системах кондиционирования воздуха, медицине, пищевой промышленности, для охлаждения реакторов химического производства и т. д.

Установки глубокого холода, называемые криогенными, по своему назначению подразделяются на *ожижительные, газоразделительные и рефрижераторные.* Они используются для получения ожиженных газов, разделения газовых смесей, охлаждения и криостатирования сверхпроводящих магнитных систем и электротехнических устройств, электронных приборов, биологических объектов и т. д.

Сверхнизкие температуры находят применение в различных физических исследованиях.

Низкотемпературные установки подразделяются также по *принципу действия* (в зависимости от используемых методов получения низких температур). Среди этих методов различают дросселирование, расширение газа с отдачей работы, охлаждение вспомогательными хладагентами, абсорбционное охлаждение. Понижение температуры может быть достигнуто также путем вакуумирования ожиженного газа, адиабатного размагничивания, использования эффекта Пельтье.

Наиболее широкое применение в практике низкотемпературной техники получили методы, основанные на использовании эффектов расширения рабочего тела в дроссельных устройствах и детандерах.

Термодинамические циклы, лежащие в основе этих методов, делятся на следующие четыре группы:

циклы с расширением рабочего тела в дроссельных вентилях;

циклы с расширением рабочего тела в поршневых или центробежных детандерах с производством внешней работы;

циклы, в которых часть потока рабочего тела расширяется в детандерах, а другая — в дроссельных устройствах;

циклы холодильных газовых машин (ХГМ), в которых при расширении периодически меняются потоки рабочего тела через различные каналы машины при неизменном общем его количестве.

Как известно, изменение температуры при адиабатном необратимом дросселировании газа, характеризуемом условиями $di=0$; $ds>0$, назы-

вается дифференциальным эффектом Джоуля — Томсона, причем

$$\alpha_i = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_i = \frac{T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v}{c_p},$$

где α_i — дифференциальный дроссель-эффект.

Как будет показано ниже, при определенных условиях адиабатное дросселирование является эффективным способом охлаждения газа.

Снижение температуры газа может быть достигнуто также в процессе обратимого адиабатного расширения с отдачей внешней работы, осуществляемого в детандерах. Эффект понижения температуры в таком процессе характеризуется величиной

$$\alpha_s = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s = \frac{T\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p}{c_p}.$$

Легко видеть, что $\alpha_s - \alpha_i = v/c_p$, и так как v и c_p всегда положительны, то $\alpha_s > \alpha_i$. Кроме того, отсюда видно, что значения α_s — всегда положительны, в то время как знак α_i может меняться.

Для идеального газа $\alpha_i = 0$ [$pv = RT$ и $T(\partial v/\partial T)_p = v$]. Реальные же газы при дросселировании изменяют свою температуру. При этом они

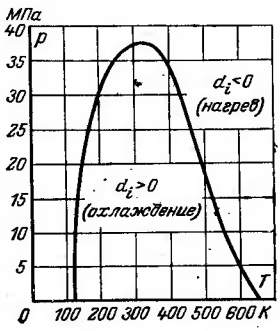


Рис. В.1. Кривая инверсии азота.

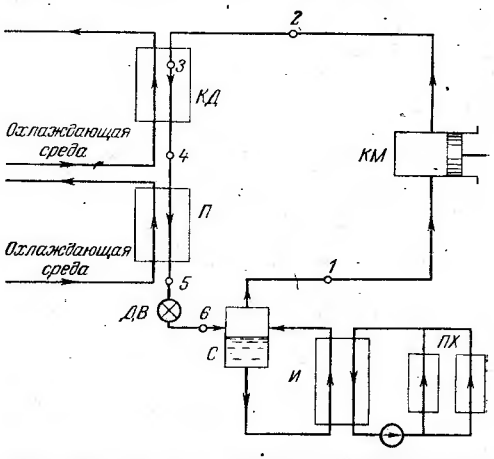


Рис. В.2. Схема одноступенчатой компрессионной холодильной установки.

могут как охлаждаться, так и нагреваться. Направление изменения температуры дросселируемого газа зависит, как известно из курса термодинамики, от его начальных давления и температуры. Таким образом, для одного и того же вещества в зависимости от области состояния α_i может иметь различные знаки. Очевидно, если $(\partial v/\partial T)_p < v/T$, то $\alpha_i < 0$, и в процессе адиабатного дросселирования температура рабочего тела возрастает. Наоборот, при $(\partial v/\partial T)_p > v/T$ $\alpha_i > 0$, и температура дросселируемого вещества падает. Состояние газа, в котором α_i обращается в нуль, называется точкой инверсии эффекта Джоуля — Томсона. Геометрическое место таких точек на диаграмме состояния вещества называется *кривой инверсии.*

На рис. В.1 в качестве примера приведена кривая инверсии азота в p, T-диаграмме, из которой видно, что существует обширная область

состояния, в которой адиабатное дросселирование газообразного азота приводит к его охлаждению. Аналогичные кривые могут быть построены и для других газов.

В реальных низкотемпературных установках, помимо процессов расширения, осуществляются процессы сжатия рабочего тела в компрессорах, процессы подвода и отвода теплоты, протекающие без изменения или с изменением агрегатного состояния вещества, процессы теплообмена с массообменом (охлаждение газа в регенераторах с вымораживанием влаги и CO_2, ректификация ожиженных газовых смесей) и др. Ясно, что реализация этих процессов требует использования тепло- и массообменных аппаратов различных типов, часто сильно различающихся по производительности, назначению, конструктивному исполнению и принципу действия.

На рис. В.2 приведена схема одноступенчатой компрессионной холодильной машины, работающей в области умеренно низких температур и включающей несколько теплообменных аппаратов.

Основными элементами установки являются компрессор *КМ*, дроссельный вентиль *ДВ*, а также теплообменные аппараты: конденсатор *КД*, переохладитель конденсата *П* и испаритель *И*. Конденсатор, предназначенный для конденсации поступающих из компрессора паров, и испаритель, в котором за счет испарения хладагента, циркулирующего в контуре машины, осуществляется охлаждение промежуточного хладоносителя, поступающего затем к потребителям холода *ПХ*, являются основными теплообменными аппаратами компрессионных холодильных машин. Чаще всего они выполняются в виде рекуперативных теплообменников трубчатого типа. Кроме названных аппаратов, в схеме используются сепаратор *С* и некоторые другие вспомогательные устройства.

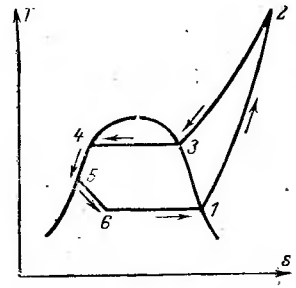


Рис. В.3. Цикл одноступенчатой компрессионной холодильной установки в *T*, *s*-диаграмме.

Работа холодильной установки ясна из рис. В.3. В компрессоре осуществляется процесс сжатия по политропе *1-2*, после которого сжатый пар хладагента поступает в конденсатор, где происходят его охлаждение *2-3* и конденсация *3-4*. В переохладителе конденсата процесс идет по линии *4-5*, затем жидкость дросселируется в дроссельном вентиле по линии *5-6* при $i=\text{const}$ и испаряется по *6-1* в испарителе, отбирая теплоту у промежуточного хладагента.

Теплообменные аппараты являются важнейшими элементами холодильной установки. Эффективность их работы оказывает большое влияние на массо-габаритные и энергетические характеристики установки. Это влияние, в частности, проявляется в том, что увеличение температурного напора в конденсаторе и испарителе (разности температур между охлаждаемой и охлаждающей средами) приводит к увеличению термодинамической необратимости цикла и вследствие этого — к росту расхода энергии на выработку холода. Снижение термодинамической необратимости может быть достигнуто путем уменьшения разности между температурой охлаждающей среды и температурой конденсации в конденсаторе, а также между температурой испарения и температурой промежуточного хладоносителя в испарителе. Снизить температурные напоры можно либо посредством увеличения площади поверхностей нагрева конденсатора и испарителя, либо путем интенсификации процессов теплообмена. Первое приводит к увеличению металлоемко-

сти, массы и стоимости оборудования, второе, как правило,— к увеличению расхода электроэнергии на привод нагнетающих устройств, обеспечивающих движение рабочих сред, не изменяющих в процессе теплообмена в конденсаторе и испарителе своего агрегатного состояния. Естественно поэтому, что выбор оптимальных значений температурных напоров в теплообменных аппаратах холодильной машины является важной технико-экономической задачей.

Стремление к повышению экономичности холодильных машин путем снижения термодинамической необратимости вызывает необходимость использовать в теплообменных аппаратах небольшие температурные напоры и, следовательно, невысокие удельные тепловые нагрузки. *В этом заключается одно из главных отличий работы теплообменных аппаратов холодильной техники от теплообменников теплоэнергетических установок.*

Чрезвычайно многообразно использование тепло- и массообменных аппаратов и в установках глубокого холода.

Рассмотрим, например, схему установки для ожижения газов, работающей по циклу с простым дросселированием. Основными ее элементами (рис. В.4) являются: компрессор *КМ*, теплообменник *ТО* и дрос-

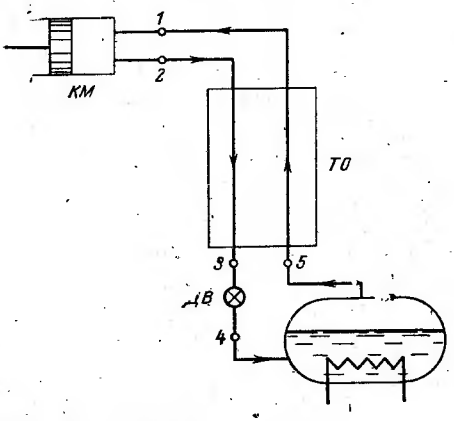


Рис. В.4. Схема установки для сжижения газов, работающей по циклу с простым дросселированием.

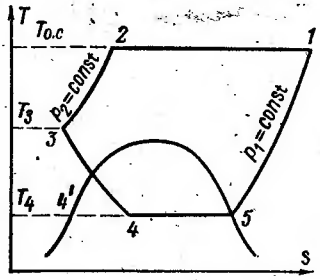


Рис. В.5. Цикл установки в *T*, *s*-диаграмме.

сельный вентиль *ДВ*.

Цикл установки в *T*, *s*-диаграмме изображен на рис. В.5. Этот цикл был впервые применен Линде в конце XIX в. для получения жидкого воздуха.

Установка работает следующим образом: воздух с параметрами p_1, T_1 (точка *1*) поступает в компрессор и изотермически ($T_1 = T_2 = T_{0.c}$) сжимается до давления p_2 (точка *2*). В теплообменнике осуществляется изобарное охлаждение сжатого воздуха до температуры T_3 (точка *3*). Последующее дросселирование воздуха происходит при условии $i = \text{const}$ и сопровождается охлаждением до температуры T_4 (точка *4*). Конечное состояние после расширения в дросселе вследствие частичного ожижения воздуха находится в области влажного пара. Относительное количество образовавшейся при этом жидкой фазы

легко определяется из соотношения длин отрезков на T, s-диаграмме:

$$1 - x = \frac{(4\text{-}5)}{(4'\text{-}5)},$$

где x — степень сухости влажного пара (паросодержание).

Ожиженный воздух испаряется под воздействием подводимой в испаритель теплоты Q_1 (холодопроизводительность цикла) и вместе с неожиженным после дросселирования газом поступает в теплообменник, где воспринимает теплоту прямого потока высокого давления и нагревается до начальной температуры T_1.

Очевидно, что рассмотренный цикл является теоретическим, в котором теплообменник работает без теплопритоков из окружающей среды,

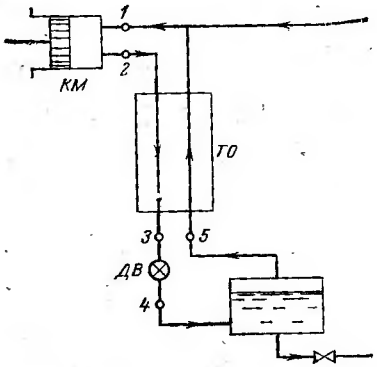


Рис. В.6. Схема установки с простым дросселированием и выводом жидкости.

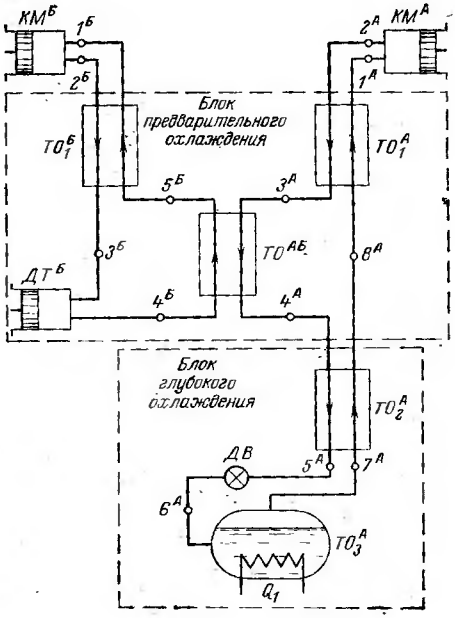


Рис. В.7. Схема рефрижераторной установки с объединением дроссельно-детандерным циклом.

а на «теплом» его конце температура обоих газовых потоков одинакова, т. е. $T_1 = T_2$.

Модификацией рассмотренной схемы является схема установки с простым дросселированием и выводом жидкости (рис. В.6). Эта схема отличается от рассмотренной выше замкнутой схемы тем, что здесь обратный поток газа, проходящий через теплообменник, меньше прямого потока, так как часть ожиженного газа выводится из цикла. При этом соответствующее количество газа с параметрами точки *1* вводится в цикл.

Изображенная на рис. В.4 схема является по существу схемой рефрижераторной установки с дроссельным регенеративным циклом. *Рефрижераторами* в общем случае называются холодильные установки, используемые не для получения ожиженного газа, а лишь для охлаждения каких-либо устройств. Рефрижераторные установки работают, как правило, по замкнутому циклу.

Существует весьма большое разнообразие схем рефрижераторных установок, отличающихся назначением, холодопроизводительностью, особенностями конструкций используемых агрегатов, термодинамиче-

ской эффективностью. Однако непременными элементами таких схем являются различные теплообменные аппараты.

В качестве еще одного примера рассмотрим схему рефрижераторной установки с составным дроссельно-детандерным регенеративным циклом. Целесообразность применения таких установок определяется, в частности, тем, что рассмотренный выше простой дроссельный цикл термодинамически мало эффективен. Эффективность цикла повышается, если его объединить с другим более совершенным — например, детандерным циклом.

На рис. В.7 показана схема одного из возможных вариантов объединения дроссельного цикла с детандерным. Процессы в T, s-диаграмме, осуществляемые в этой установке, изображены на рис. В.8. Индексом $А$ обозначены позиции, относящиеся к дроссельному циклу, индексом $Б$ — к детандерному. Холодопроизводительность установки реализуется в теплообменнике-испарителе $ТО^{А}_{3}$ при самой низкой температуре цикла, соответствующей температуре кипения ожиженного после дросселирования газа.

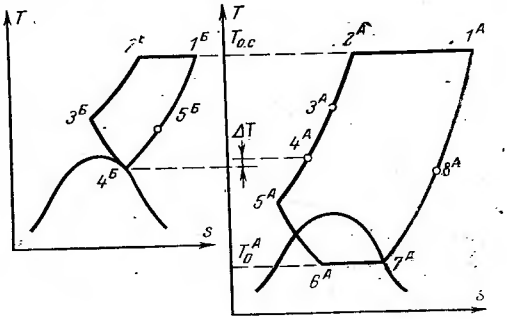


Рис. В.8. T, s-диаграмма процессов, осуществляемых в установке, изображенной на рис. В.7.

Работа установки понятна из рассмотрения ее схемы и T, s-диаграммы цикла. Принципиальное отличие от ранее рассмотренных установок состоит в наличии теплообменника $ТО^{АБ}$, в котором прямой поток газа $А$ понижает свою температуру перед дросселированием за счет теплообмена с обратным потоком холодного газа $Б$ детандерного цикла.

Стремление получить необходимую температуру охлаждения при высокой термодинамической эффективности предполагает, очевидно, не только применение соответствующих газов и выбор требуемых параметров детандерного и дроссельного циклов, но и использование агрегатов с высокими эксплуатационными характеристиками. Большое внимание при этом должно уделяться расчету теплообменных аппаратов и режимов их работы.

Выше рассматривались примеры использования в низкотемпературных установках теплообменных аппаратов с разделительной стенкой — рекуператоров.

Иллюстрацией применения в технике низких температур тепломассообменных аппаратов других типов может служить схема установки низкого давления для получения технологического кислорода (рис. В.9).

В основу технологической схемы установки положен холодильный цикл низкого давления (0,55 МПа), разработанный акад. П. Л. Капицей. Воздух сжимается в турбокомпрессоре, затем поступает в смесительный тепло- и массообменный аппарат оросительного типа $а$ (скруббер), где очищается и охлаждается холодной водой. Охлажденный воздух далее поступает в теплообменники-регенераторы *1* и *2*. В схеме предусмотрена установка двух пар регенераторов. По насадке каждой из пар попеременно проходят воздух и кислород или азот. Регенераторы периодически переключаются, при этом насадка каждого из них в течение одного периода охлаждается за счет обратного потока

газообразного кислорода *1* или азота *2*, а затем за время второго периода отбирает теплоту от прямого потока воздуха, понижая его температуру. Незамерзаемость регенераторов обеспечивается отводом части воздуха из середины регенераторов в силикагелевые адсорберы *4*, где поглощается CO_2.

Из регенераторов воздух, охлажденный до температуры насыщения, поступает в куб ректификационной колонны *9*, представляющей собой сложный тепло- и массообменный аппарат, в котором осуществляется разгонка воздуха на составляющие его компоненты — азот и

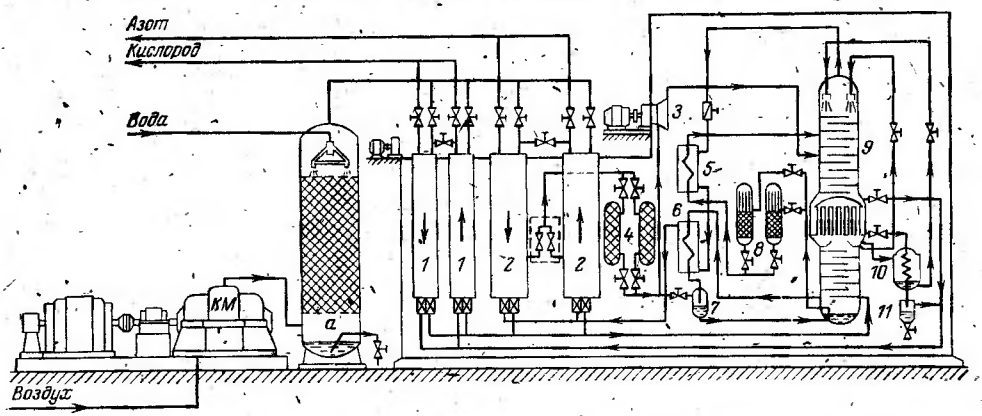


Рис. В.9. Схема устаиовки низкого давления для получения технологического кислорода.

кислород. Холодопотери установки покрываются за счет расширения части перерабатываемого воздуха в турбодетандере *3*. В схеме используются также рекуперативные теплообменники *5* и *6*, испаритель кислорода *10*, отделители жидкости *7* и *11*, адсорберы ацетилена *8*. Назначение и конструкция применяемых тепло- и массообменных аппаратов различны. Различны и методики их расчета и проектирования.

Рассмотренные примеры дают первое представление о месте и значении тепло- и массообменных аппаратов в технике низких температур и определяют важность изучения их характеристик и конструкций, методик тепловых и гидравлических расчетов.

Глава первая

Теплофизические свойства веществ при низких температурах

Для проведения тепловых и гидравлических расчетов тепло- и массообменных аппаратов низкотемпературных установок необходимо располагать данными о теплофизических свойствах рабочих тел в широком диапазоне изменения давлений и температур. Качество расчетов существенным образом зависит от точности этих данных.

Для тех случаев, когда теплоносители не меняют своего агрегатного состояния в процессе теплообмена, основными теплофизическими характеристиками являются: плотность ρ, кг/м^3, теплопроводность λ, Вт/(м·К), теплоемкость c_p, Дж/(кг·К), энтальпия i, Дж/кг, динамическая вязкость η, кг/(м·с), и кинематическая вязкость ν, м^2/с. Если рабочее тело претерпевает фазовый переход, необходимо дополнительно иметь данные о теплоте парообразования r, Дж/кг, поверхностном натяжении σ, Н/м, давлении насыщенных паров p_s, МПа, фазовом равновесии отдельных веществ и смесей. При выборе теплоносителей для реализации того или иного процесса теплообмена в заданном интервале температур и давлений нужно знать параметры в критической точке и точках фазовых переходов.

Данные по теплофизическим свойствам веществ при низких температурах приведены в приложении и в специальной справочной литературе [15, 73, 101, 104]. Ниже рассмотрены только те вопросы, которые дают общее представление о свойствах газов и жидкостей как криагентов и позволяют судить о границах возможного их использования. В первую очередь это касается атмосферного воздуха и его основных составляющих — кислорода и азота, а также аргона, гелия и некоторых других газов, широко применяемых в технике низких температур.

1.1. Газы

Свойства веществ в газообразном состоянии в отдельных случаях удовлетворительно описываются с помощью кинетической теории, которая базируется на молекулярных представлениях о строении газов и определенных законах взаимодействия между молекулами. Наблюдаемые макроскопические свойства газа, такие как плотность, теплоемкость, теплопроводность, вязкость, диффузия, определяются как осредненный результат действия всех его молекул.

Один из основных выводов молекулярно-кинетической теории состоит в том, что давление идеального газа p равно $^2/_3$ плотности кинетической энергии молекул [112]:

$$p = \frac{2}{3}\left(n\frac{m_0\overline{u}^2}{2}\right) = \frac{1}{3}nm_0\overline{u}^2, \qquad (1.1)$$

где n — число молекул в единице объема; m_0 — масса молекулы; $\overline{u} = \sqrt{8kT/(\pi m_0)}$ — средняя арифметическая скорость молекул.

Для 1 моля $n = N/(\mu v)$. Тогда соотношение (1.1) может быть представлено в виде уравнения состояния идеального газа (уравнения Клапейрона):

$$p\mu v = \frac{2}{3}N\frac{m_0\overline{u}^2}{2}, \qquad (1.2)$$

которое с учетом взаимосвязи между кинетической энергией поступательного движения молекул и температурой

$$\frac{m_0\overline{u^2}}{2}=\frac{3}{2}kT \qquad (1.3)$$

приобретает вид:

$$p\mu v=\mu RT \quad \text{(для 1 кмоля);} \qquad (1.4)$$

$$pv=RT \quad \text{(для 1 кг);} \qquad (1.5)$$

$$pV=MRT \quad \text{(для массы } M\text{, кг),} \qquad (1.6)$$

где μ — молекулярная масса газа, кг/кмоль; v — удельный объем, м³/кг; V — объем газа, м³; $N=6{,}022169\cdot10^{26}$ — число Авогадро, 1/кмоль; $k=1{,}3806\cdot10^{-23}$ — постоянная Больцмана, Дж/К; $kN=\mu R=8314{,}34$ — универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К).

Из уравнения состояния идеального газа следует, что его плотность прямо пропорциональна давлению p и обратно пропорциональна температуре T:

$$\rho=1/v=p/(RT). \qquad (1.7)$$

Эта зависимость достаточно хорошо подтверждается экспериментально, особенно в области малых давлений и высоких температур.

С позиций кинетической теории удается объяснить не только термические (как показано выше), но и калорические свойства газа, например теплоемкость.

При постоянном объеме вся подведенная к газу теплота расходуется на увеличение его внутренней энергии U, так что

$$c_v=\left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_v. \qquad (1.8)$$

Как следует из соотношения (1.3), внутренняя энергия газа при температуре T может быть определена через энергию поступательного движения молекул. Для 1 кмоля

$$U=N\frac{m_0\overline{u^2}}{2}=\frac{3}{2}NkT=\frac{3}{2}\mu RT, \qquad (1.9)$$

откуда после дифференцирования по T получаем выражение для молярной теплоемкости

$$\mu c_v=\frac{3}{2}\mu R. \qquad (1.10)$$

Экспериментальная проверка соотношения (1.10) показала, что только одноатомные газы имеют значение молярной теплоемкости, приблизительно равное $3/2\mu R\approx$ $\approx$12,5 кДж/(кмоль·К). У двух- и трехатомных газов оно оказывается большим. Эти различия объясняются тем, что для многоатомных газов элементарное рассмотрение не учитывает всех составляющих энергии газа.

Молекулы одноатомного газа имеют три степени свободы, связанные с возможностью перемещения лишь по трем взаимно перпендикулярным направлениям. При этом вследствие хаотичности молекулярного движения

$$\frac{1}{2}m_0\overline{u^2}_x=\frac{1}{2}m_0\overline{u^2}_y=\frac{1}{2}m_0\overline{u^2}_z=\frac{1}{2}kT,$$

откуда следует, что на каждую степень свободы 1 кмоля газа приходится энергия

$$U=\frac{1}{2}\mu RT. \qquad (1.11)$$

Полученное соотношение носит название закона равномерного распределения кинетической энергии теплового движения по степеням свободы.

Распространяя действие закона на двух-, трех- и многоатомные газы, молекулы которых имеют пять и шесть степеней свободы соответственно (дополнительно учитываются две степени свободы вращательного движения молекул для двухатомного газа и три — для трех- и многоатомных газов), выражение для молекулярной теплоемкости при постоянном объеме можно записать в виде

$$\mu c_v=\frac{i}{2}\mu R, \qquad (1.12)$$

где i — число степеней свободы.

Если газ в процессе подвода теплоты свободно расширяется при постоянном внешнем давлении, то в этом случае происходит не только изменение внутренней энергии, но и совершается внешняя работа. Обозначив через L внешнюю работу газа при

Н.Э.Баумана

изменении его температуры на 1 К, отнесенную к 1 кмолю, представим соотношение для молярной теплоемкости при постоянном давлении

$$\mu c_p = \mu c_v + L.$$

Пользуясь уравнением состояния идеального газа (1.4) для определения производной в соотношении $L = p[\partial(\mu v)/\partial T]_p$, известном из термодинамики, получаем:

$$\mu c_p = \mu c_v + \mu R. \qquad (1.13)$$

Молекулярные теплоемкости при постоянных давлении и объеме для одно- и многоатомного газов в соответствии с (1.12) и (1.13) не зависят от температуры и имеют следующие значения:

Атомность газа	i	μc_v, кДж/(кмоль·К)	μc_p, кДж/(кмоль·К)
Одноатомный	3	12,5	20,8
Двухатомный	5	20,8	29,15
Трех- и многоатомные	6	25,0	33,3

Однако эксперименты, проведенные с реальными газами, показали, что молярные теплоемкости зависят от температуры. Из рис. 1.1 [112] видно, что удовлетворительная сходимость теории и эксперимента наблюдается для одноатомных и — при высоких температурах — для двухатомных газов. Значения теплоемкости трех- и многоатомных реальных газов значительно отличаются от результатов кинетической теории.

Следует отметить, что методы кинетической теории совершенно непригодны для оценки значений теплоемкости реальных газов вблизи кривой насыщения и особенно в околокритической области, о чем будет сказано ниже.

При выполнении тепловых расчетов обычно пользуются значениями массовых теплоемкостей (c_p или c_v), которые связаны с молекулярными теплоемкостями простыми соотношениями:

$$c_v = \mu c_v/\mu; \qquad (1.14)$$

$$c_p = \mu c_p/\mu. \qquad (1.15)$$

Для большинства газов значения массовой теплоемкости c_p изменяются от 0,1 до 1,0 кДж/(кг·К). Бо́льшие ее значения наблюдаются у ^{4}He и особенно у водорода [при нормальных условиях $c_p^{^4\mathrm{He}} = 5{,}3$ кДж/(кг·К); $c_p^{\mathrm{H_2}} = 14{,}4$ кДж/(кг·К)]. Именно поэтому водород широко используется в системах охлаждения различных объектов в качестве хладагента.

Кинетическая теория газов на основе понятия средней длины свободного пробега молекул l дает возможность оценить значения коэффициентов переноса для разреженного газа [22] [диффузии D, м^2/с, вязкости η, кг/(м·с), и теплопроводности λ, Вт/(м·К)]:

$$D = 2{,}662\cdot 10^{-7}\frac{\sqrt{T^3/\mu}}{p\sigma^2} = \frac{12}{25}\frac{\lambda}{\rho c_v}; \qquad (1.16^*)$$

$$\eta = 2{,}669\cdot 10^{-6}\frac{\sqrt{T\mu}}{\sigma^2} = \frac{5}{6}\rho D; \qquad (1.17)$$

$$\lambda = 8{,}33\cdot 10^{-2}\frac{\sqrt{T/\mu}}{\sigma^2} = \frac{5}{2}c_v\eta, \qquad (1.18^{**})$$

---

* Для смеси химически отличных друг от друга газов

$$D_{AB} = 2{,}662\cdot 10^{-7}\sqrt{\frac{T^3(\mu_A+\mu_B)/(2\mu_A\mu_B)}{p\sigma^2_{AB}}},\ \text{где}\ \sigma_{AB} = \frac{1}{2}(\sigma_A+\sigma_B).$$

** Формула строго применима для одноатомных газов. Для многоатомных газов справедливо соотношение

$$\lambda = \frac{15}{4}R\eta\left(\frac{4}{15}\frac{\mu c_v}{R}+\frac{3}{5}\right).$$

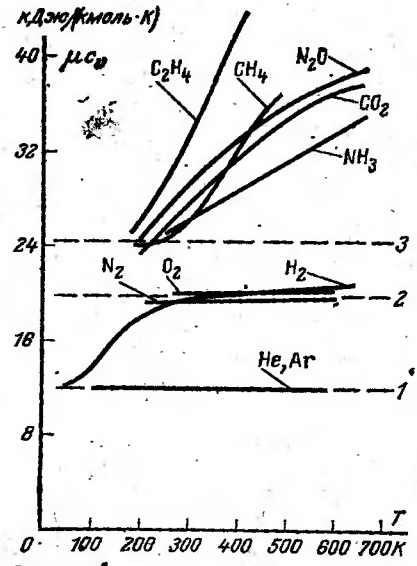


Рис. 1.1. Сравнение молярных теплоемкостей реальных газов с молярными теплоемкостями идеальных газов при атмосферном давлении.
1, 2, 3 — соответственно молярные теплоемкости идеальных одно-, двух-, трех- и многоатомных газов, рассчитанные по уравнению (1.13).

где T — температура, К; p — давление, 10^5 Па; σ — эффективный диаметр столкновения молекул, 10^{-10} м.

Соотношения (1.16)—(1.18) показывают, что коэффициент диффузии изменяется пропорционально температуре в степени $^3/_2$ и обратно пропорционально давлению. Коэффициенты вязкости η и теплопроводности λ также растут с увеличением температуры (η, $\lambda \sim T^{1/2}$), но в отличие от D не зависят от давления. Приведенные здесь зависимости коэффициентов переноса от T и p являются приближенными, так как при их получении использовалась модель газа, не учитывающая наличия межмолекулярных сил взаимодействия.

Согласно кинетической теории газов между теплофизическими характеристиками существует определенная взаимосвязь. Как следует из (1.18), безразмерное число Прандтля $\mathrm{Pr}=\eta c_p/\lambda$ (при $c_p/c_v=5/3$ для одноатомного газа) равно $^2/_3$. Аналогично может быть найдено диффузионное число Прандтля $\mathrm{Pr}_D=\eta/\rho D$ (известное по некоторым источникам как число Шмидта), которое согласно (1.17) равно $^5/_6$.

Для сопоставления результатов приближенной теории ниже для ряда газов представлены экспериментальные значения Pr и Pr_D при нормальных условиях ($t=0$°С, $p=1{,}013\cdot10^5$ Па) [26]:

Газ	Pr	Pr_D
Ne	0,66	0,73
Ar	0,67	0,75
N_2	0,71	0,74
CH_4	0,74	0,70
O_2	0,72	0,74
CO_2	0,75	0,71
H_2	0,71	0,73

Более строгие теории, построенные с учетом потенциальной энергии взаимодействия $\varphi(r)$ между молекулами, позволяют предсказать значения констант переноса с гораздо большей точностью. Соотношение для потенциальной энергии взаимодействия молекул $\varphi(r)$ может быть представлено, например, в виде эмпирической формулы, называемой потенциалом Леннарда — Джонса (потенциал «6—12»):

$$\varphi(r)=4\varepsilon\left[\left(\frac{\sigma}{r}\right)^{12}-\left(\frac{\sigma}{r}\right)^{6}\right], \qquad (1.19)$$

где ε — максимальная энергия притяжения между молекулами; σ — эффективный диаметр столкновения молекул; r — расстояние между молекулами.

С учетом того, что сила взаимодействия F между молекулами газа связана с потенциальной энергией $\varphi(r)$ соотношением $F=d[\varphi(r)]/dr$, коэффициенты переноса D_{AB}, η и λ при фиксированных T и p могут быть записаны в виде функций от σ и ε:

$$D_{AB}=1{,}884\cdot10^{-7}\frac{\sqrt{T^3\left(\frac{1}{\mu_A}+\frac{1}{\mu_B}\right)}}{p\sigma^2_{AB}\Omega_{D_{AB}}}; \qquad (1.20)$$

$$\eta=2{,}669\cdot10^{-6}\frac{\sqrt{\mu T}}{\sigma^2\Omega_\eta}; \qquad (1.21)$$

$$\lambda=8{,}33\cdot10^{-2}\frac{\sqrt{T/\mu}}{\sigma^2\Omega_\lambda}. \qquad (1.22)$$

В этих соотношениях T — в К; p — в 10^5 Па; σ — в 10^{-10} м.

Величины $\Omega_{D\,AB}$, Ω_η и Ω_λ являются медленно изменяющимися функциями безразмерной температуры kT/ε. Значения этих функций, а также параметров σ и ε для ряда газов приведены в приложении (см. табл. П.9, П.9а).

В тех случаях, когда σ и ε неизвестны, можно воспользоваться следующими приближенными эмпирическими соотношениями [8]:

$$\frac{\varepsilon}{k} = 0{,}77T_{кр}; \tag{1.23}$$

$$\frac{\varepsilon}{k} = 1{,}15T_{кип}; \tag{1.24}$$

$$\frac{\varepsilon}{k} = 1{,}92T_{пл}; \tag{1.25}$$

$$\sigma = 8{,}41(\mu v)^{1/3}_{кр}; \tag{1.26}$$

$$\sigma = 11{,}66(\mu v)^{1/3}_{кип.жидк}; \tag{1.27}$$

$$\sigma = 12{,}22(\mu v)^{1/3}_{пл.тв}; \tag{1.28}$$

$$\sigma = 2{,}424(T_{кр}/p_{кр})^{1/3}, \tag{1.29}$$

в которых температура T и ε/k выражены в К, σ — в 10^{-10} м, давление p — в 10^5 Па, молярный объем μv — в м³/кмоль.

Несмотря на то, что формулы (1.20)—(1.22) получены для разреженных одноатомных газов, они дают достаточно хорошие результаты при вычислении констант переноса двух- и многоатомных газов [22]. В то же время соотношения (1.21) и (1.22) не учитывают зависимости η и λ от давления и поэтому могут быть использованы в области изменения параметров состояния, где эта зависимость несущественна. Наибольшее отклонение результатов расчета от экспериментальных значений имеет место при повышенных давлениях вблизи кривой насыщения и в околокритической области.

О степени отличия свойств реального газа от идеального в общем случае можно судить по коэффициенту сжимаемости $Z=pv/(RT)$ или степени сжимаемости $\delta=pv/(p_0v_0)$, где v_0 — удельный объем газа при нормальных давлении p_0 и темпера-

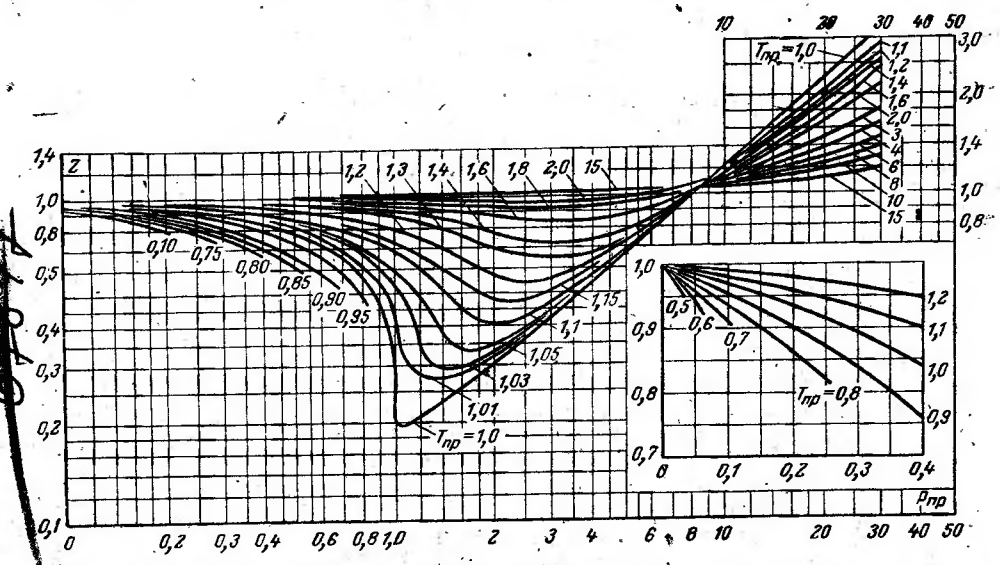


Рис. 1.2. Зависимость коэффициента сжимаемости Z реальных газов от $p_{пр}$ и $T_{пр}$.

туре T_0. Для идеального газа в соответствии с уравнением Клапейрона $Z=1$. В действительности коэффициент сжимаемости является сложной функцией давления и температуры и близок к единице лишь при достаточно низких давлениях. Если эту функцию представить в виде $Z=f(T_{пр}, p_{пр})$, где $T_{пр}=T/T_{кр}$ — приведенная температура; $p_{пр}=p/p_{кр}$ — приведенное давление, то согласно принципу соответственных состояний она будет примерно одинаковой для различных газов.

Зависимость коэффициента сжимаемости Z реальных газов от приведенных давления $p_{пр}$ и температуры $T_{пр}$ показана на рис. 1.2 [76].

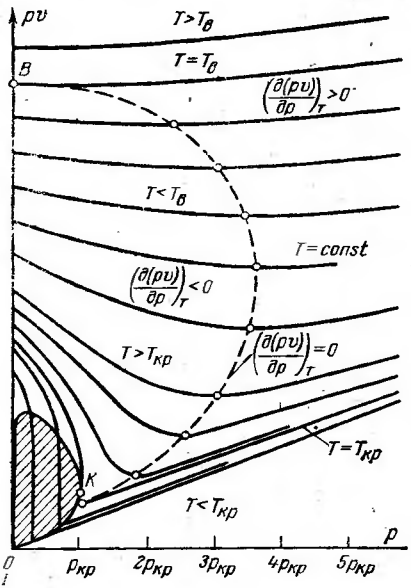
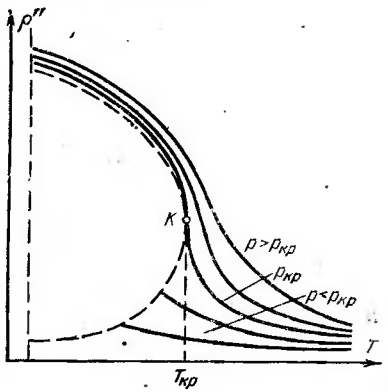


Рис. 1.3. pv, p-диаграмма реального газа.

Рис. 1.4. Изменение плотности газа при различных давлениях.



Отличия свойств реального газа от идеального особенно наглядны при рассмотрении изотерм, построенных в pv, p-координатах. Соответствующая, характерная для реальных газов, диаграмма представлена на рис. 1.3 [51]. Заштрихованный участок диаграммы с нанесенной критической точкой K относится к двухфазной области. В отличие от идеального газа, изотермы которого в pv, p-координатах имеют вид прямых, параллельных оси абсцисс, изотермы реального газа представляют собой кривые линии. Точки пересечения кривых с осью ординат соответствуют значениям pv, равным $RT(Z=1)$, так как при $p\longrightarrow 0$ реальный газ подчиняется уравнению Клапейрона.

Как видно из рис. 1.3, при относительно низких температурах ($T<T_B$) изотермы проходят через точки минимума, геометрическое место которых образует кривую, называемую *кривой Бойля* (пунктирная линия на диаграмме). Точка B, соответствующая пересечению кривой Бойля с осью ординат, называется *точкой Бойля*, а температура T_B в этой точке — *температурой Бойля*.

Оценка температуры Бойля может быть проведена с помощью приближенного эмпирического соотношения

$$T_B/T_{кр}\approx 2{,}75, \qquad (1.30)$$

справедливого для большинства реальных газов.

Диаграмма показывает, что наибольшее отличие свойств реального газа от идеального приходится на область вблизи кривой насыщения, где изотермы имеют максимальное отклонение от горизонтальных прямых, проходящих через точки $(pv)_{p=0}$.

На рис. 1.4 показаны характерные зависимости плотности реального газа ρ'' от давления p и температуры T в рассматриваемой области. Видно, что на докритических изобарах плотность газа быстро увеличивается при приближении к температуре насыщения $T_s(p)$, причем скорость изменения плотности тем больше, чем выше давление p, и для критической точки $(\partial\rho''/\partial T)^{кр}_p=-\infty$. Околокритическая область, как следует из рис. 1.4, является областью перегибов сверхкритических изобар, соответствующих наиболее интенсивному изменению плотности газа. Эта область в известной степени аналогична линии насыщения, при переходе через которую плотность изменяется скачкообразно. Столь же резкое изменение плотности для сверхкритических изобар оказы-

вается растянутым в некотором, достаточно узком интервале температур. Таким образом, реальный газ вблизи кривой насыщения обнаруживает существенное отличие от свойств идеального газа, подчиняющегося уравнению Клапейрона (1.7).

О характере температурных зависимостей коэффициентов переноса реальных газов (вязкости η и теплопроводности λ) при различных давлениях дают представление рис. 1.5 и 1.6 соответственно. Как и в предыдущем случае, изобары с понижением температуры претерпевают сильное искривление при подходе к температуре насыщения $T_s(p)$. При этом наибольшие скорости изменения значений коэффициентов переноса

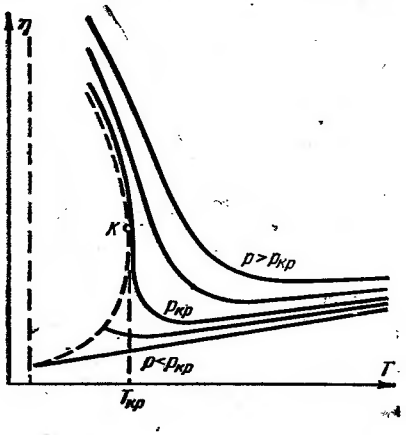


Рис. 1.5. Изменение вязкости газа при различных давлениях.

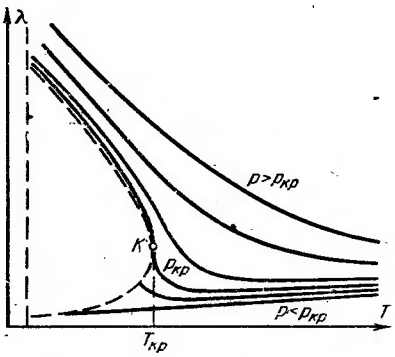


Рис. 1.6. Изменение теплопроводности газа при различных давлениях.

достигаются в окрестности критической точки K. Вдали от кривой насыщения коэффициенты вязкости и теплопроводности слабо изменяются с изменением давления, а их температурные зависимости приближенно описываются формулой Сатерленда [88]:

$$\eta = \eta_0 \frac{273 + C}{T + C}\left(\frac{T}{273}\right)^{3/2}; \qquad (1.31)$$

$$\lambda = \lambda_0 \frac{273 + C}{T + C}\left(\frac{T}{273}\right)^{3/2}. \qquad (1.32)$$

Значения константы C, а также вязкости η_0 и теплопроводности λ_0 при $p_0 = 10^5$ Па и $T_0 = 273{,}16$ К для различных газов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значения постоянных в уравнениях (1.31) и (1.32) для коэффициентов вязкости и теплопроводности некоторых газов [88]

Газ	η_0, мкПа·с	$\lambda_0 \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	Константа Сатерленда C	Газ	η_0, мкПа·с	$\lambda_0 \cdot 10^3$, Вт/(м·К)	Константа Сатерленда C
Азот (N_2)	16,7	2,386	104	Кислород (O_2)	19,1	2,428	131
Аммиак (NH_3)	9,35	2,2	503	Криптон (Kr)	23,2	0,87	188
Аргон (Ar)	21,0	1,64	142	Ксенон (Xe)	21,0	0,525	252
Водород (H_2)	8,41	16,8	73	Метан (CH_4)	10,3	0,30	162
Воздух	17,1	2,42	111	Неон (Ne)	29,7	4,60	56
Гелий-4 (^4He)	18,8	14,4	78	Окись углерода (CO)	16,6	2,31	100
Двуокись углерода (CO_2)	13,7	1,49	254				

Для анализа изменения калорических свойств реальных газов полезно рассмотреть зависимости энтальпии i от температуры T и от давления p, показанные на рис. 1.7 и 1.8.

Как видно из этих диаграмм, при давлениях $p<p_{кр}$ изобары и изотермы претерпевают излом при переходе через линию насыщения. При этом скачкообразному изменению энтальпии от i' до i'', сопровождающему фазовый переход, соответствуют вертикальные участки изобар и изотерм, заключенные между верхней и нижней по-

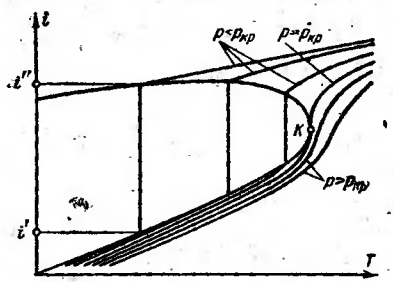


Рис. 1.7. i, T-диаграмма реального газа.

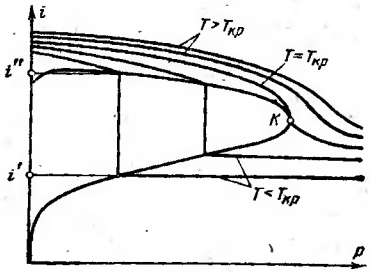


Рис. 1.8. i, p-диаграмма реального газа.

граничными кривыми, длина которых равна теплоте парообразования $r=i''-i'$ при соответствующих давлениях.

Очевидно, что для процесса фазового перехода, протекающего при $p=\text{const}$ и $T=\text{const}$, изобарная теплоемкость c_p имеет бесконечно большое значение. Бесконечно большая теплоемкость наблюдается также в критической точке K, в которой

$$c_p^{кр}=(\partial i/\partial T)_p^{кр}=\infty. \qquad (1.33)$$

При давлении $p>p_{кр}$ изобары энтальпии имеют перегиб, что указывает на существование максимальных значений теплоемкости при давлениях p и температурах T, соответствующих точкам перегиба.

На рис. 1.9 представлены характерные температурные зависимости теплоемкости c_p реального газа при давлениях, меньших $p_{кр}$. Из графика видно, что вблизи линии насыщения, изображенной пунктиром, изобарная теплоемкость c_p быстро падает с ро-

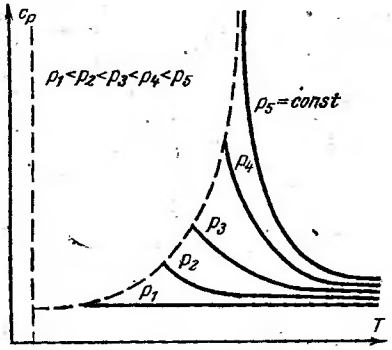


Рис. 1.9. Зависимость c_p газа от температуры при давлениях $p<p_{кр}$.

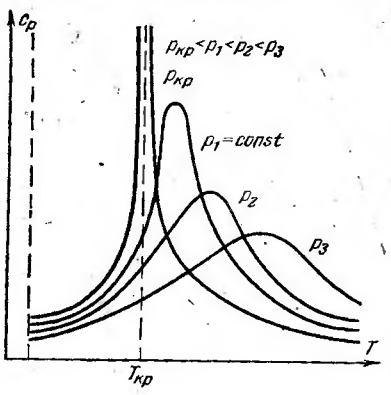


Рис. 1.10. Зависимость c_p газа от температуры при давлениях $p>p_{кр}$.

стом температуры, а затем, пройдя через минимум, начинает медленно повышаться. Следует отметить также, что при одной и той же температуре теплоемкость c_p возрастает с повышением давления. Это особенно заметно в области, прилегающей к линии насыщения.

При сверхкритических давлениях, как показано на рис. 1.10, кривые изменения теплоемкости с температурой имеют максимумы, которые тем выше и острее, чем ближе рассматриваемые изобары к критической точке. Наличие максимумов теплоемкости при некоторых температурах указывает на то, что в окрестностях этих температур в газе протекают процессы, сопровождающиеся заметным поглощением теплоты. Этими процессами, вероятно, являются распады крупных молекулярных ассоциаций на более мелкие. При давлениях $p<p_{кр}$ также наблюдаются аналогичные распады, однако они

протекают при температуре насыщения и не приводят к появлению максимумов на изобарах теплоемкости реального газа.

В табл. 1.2 приведены справочные данные, которые дают возможность выделить

Таблица 1.2

Характерные параметры состояния некоторых газов

Параметры состояния	Газ								
	Кислород (O_2)	Азот (N_2)	Аргон (Ar)	Неон (Ne)	Криптон (Kr)	Ксенон (Xe)	Водород (H_2)	Гелий (^4He)	Гелий (^3He)
Критические параметры									
Температура $T_{кр}$, К	154,77	126,25	150,86	44,4	209,4	289,7	33,23	5,2	3,32
Давление $p_{кр}$, МПа	5,09	3,396	5,00	2,654	5,49	5,83	1,316	0,229	0,116
Плотность $\rho_{кр}$, кг/м³	406	304	536	483	911	1110	31,6	69,3	41,8
Параметры насыщения (p=101,325 кПа)									
Температура T_s, К	90,18	77,35	87,29	27,09	119,78	165,05	20,38	4,215	3,195
Плотность ρ'', кг/м³	4,48	4,61	8,78	9,55	8,85	10,02	1,31	15,6	23,85
Параметры тройной точки									
Температура $T_{тр}$, К	54,36	63,15	83,78	24,54	115,77	161,36	13,95	—	—
Давление $p_{тр}$, кПа	0,15	12,5	68,8	43,3	72,9	8,16	7,19	—	—

область параметров состояния, находящуюся вблизи кривой насыщения и критической точки, для ряда реальных газов, наиболее широко используемых в криогенной технике. Как известно, для количественной оценки значений теплофизических характеристик неисследованных и малоизученных газов часто оказывается успешным применение *метода соответственных состояний* [19]. Этот метод дает возможность определять физические свойства газов в околокритической области и области параметров состояния, прилегающей к кривой насыщения. Однако следует иметь в виду, что в некоторых случаях его использование может привести к большим погрешностям.

На рис. 1.11 представлена диаграмма, отражающая зависимость приведенной плотности $\rho_{пр}=\rho/\rho_{кр}$ от приведенной температуры $T_{пр}=T/T_{кр}$ при различных значениях приведенных давлений $p_{пр}=p/p_{кр}$ [100]. Ясно, что с помощью диаграммы возможно провести оценку плотности газа ρ при заданных параметрах состояния p и T, если известны значения критических величин $\rho_{кр}$, $p_{кр}$ и $T_{кр}$.

При необходимости критическая температура простых веществ может быть приближенно определена также по уравнению Гатеса и Тодеса:

$$T_{кр}=1,4732T_{кип}^{1,0313}, \qquad (1.34)$$

в котором значения $T_{кр}$ и $T_{кип}$ выражены в кельвинах.

Критические величины $T_{кр}$, $p_{кр}$ и $\rho_{кр}$ связаны между собой соотношением

$$p_{кр}=21,47\cdot 10^2\, T_{кр}\rho_{кр}/\mu, \qquad (1.35)$$

где $p_{кр}$, $T_{кр}$ и $\rho_{кр}$ выражены соответственно в Па, К и кг/м³.

Диаграмма на рис. 1.11 может использоваться для оценки значений плотности и газовых смесей. При этом в выражения для приведенных параметров $T_{пр}$ и $p_{пр}$ вместо критических величин $T_{кр}$ и $p_{кр}$ для индивидуальных веществ необходимо подставлять так называемые псевдокритическую температуру

$$T_{пкр}=\sum_{i=1}^{n} x_i T_{кр_i}, \qquad (1.36)$$

и псевдокритическое давление

$$p_{пкр}=\sum_{i=1}^{n} x_i p_{кр_i}, \qquad (1.37)$$

где x_i — мольная доля i-го компонента в смеси; $T_{кр_i}$, $p_{кр_i}$ — критические температура и давление i-го компонента.

Аналогично определяется псевдокритическая плотность

$$\rho_{\text{п кр}} = \sum_{i=1}^{n} x_i \rho_{\text{кр}i}, \tag{1.38}$$

Тем же методом [с использованием диаграммы, связывающей приведенную вязкость $\eta_{\text{пр}}=\eta/\eta_{\text{кр}}$ с приведенными параметрами $T_{\text{пр}}$ и $p_{\text{пр}}$ (рис. 1.12)] при отсутствии опытных значений приближенно решается и задача нахождения динамической вязкости газа. С понижением давления и ростом температуры вязкость газа стремится к некоторому предельному значению, определяемому положением граничной кривой, относящейся к разреженному газу. Для большинства ревльных газов это предельное значение вязкости достигается практически уже при атмосферном[1] давлении.

При использовании диаграммы, представленной на рис. 1.12, предполагается известным значение $\eta_{\text{кр}}$. Однако его экспериментальное определение достаточно сложно

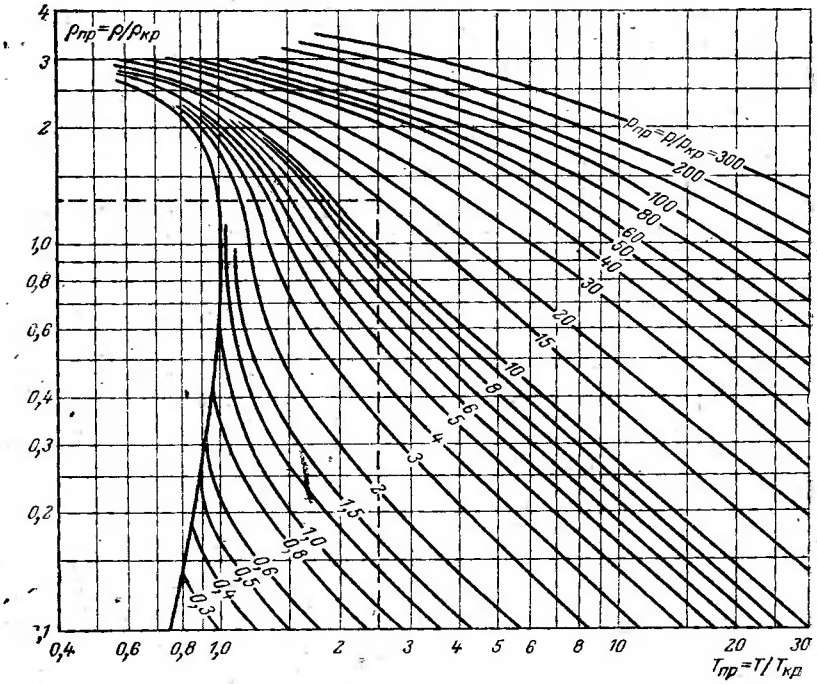


Рис. 1.11. Зависимость приведенной плотности газа $\rho_{\text{пр}}$ от приведенной температуры $T_{\text{пр}}$ при различных значениях приведенного давления $p_{\text{пр}}$ [100].

и не всегда доступно. В связи с этим могут быть рекомендованы некоторые расчетные методы оценки значений динамической вязкости в критической точке. Если известны какое-либо значение вязкости газа η и приведенные параметры $T_{\text{пр}}$ и $p_{\text{пр}}$, при которых оно найдено, значение $\eta_{\text{кр}}$ легко вычисляется по формуле

$$\eta_{\text{кр}}=\eta/\eta_{\text{пр}},$$

в которой $\eta_{\text{пр}}$ находится с помощью обобщенных зависимостей, представленных на рис. 1.12.

При известных критических параметрах $p_{\text{кр}}$, $T_{\text{кр}}$ и $v_{\text{кр}}$ для приближенного определения значения $\eta_{\text{кр}}$ можно воспользоваться эмпирическими соотношениями, полученными, строго говоря, для двухатомного газа [74]:

$$\eta_{\text{кр}} = 0{,}616\cdot 10^{-8}\frac{(\mu T_{\text{кр}})^{1/2}}{(\mu v_{\text{кр}})^{2/3}} \tag{1.39}$$

[1] Следует напомнить, что вязкостные свойства разреженного газа не зависят от давления и описываются ранее рассмотренным соотношением (1.21).

или

$$\eta_{кр} = 0{,}77 \cdot 10^{-6} \frac{\mu^{1/2} p_{кр}^{2/3}}{T_{кр}^{1/6}}, \qquad (1.40)$$

в которых вязкость $\eta_{кр}$ измеряется в кг/(м·с), давление $p_{кр}$ — в барах (10^5 Па), температура $T_{кр}$ — в кельвинах, удельный объем $v_{кр}$ — в м³/кг, молярная масса μ — в кг/кмоль.

Значения $\eta_{кр}$ для различных газов, рассчитанные по первому методу, приведены в приложении (табл. П.9).

При использовании диаграммы для оценки вязкости газовых смесей следует вместо $T_{кр}$ и $p_{кр}$ оперировать псевдокритическими параметрами $T_{п\,кр}$ (1.36) и $p_{п\,кр}$ (1.37). Значение псевдокритической вязкости находится по формуле

$$\eta_{п\,кр}^{см} = \sum_{i=1}^{n} x_i \eta_{кр_i}. \qquad (1.41)$$

Точность определения $\eta^{см}$ снижается тем сильнее, чем заметнее различаются критические параметры компонентов, составляющих газовую смесь.

На рис. 1.13 представлена диаграмма, отражающая зависимость приведенной теплопроводности $\lambda_{пр} = \lambda/\lambda_{кр}$ от $T_{пр}$ и $p_{пр}$ и во многом сходная с диаграммой для приведенной вязкости $\eta_{пр}$. В основу построения диаграммы положены опытные данные по теплопроводности двухатомных газов. Однако с ее помощью могут быть получены приемлемые результаты и для многоатомных газов.

Если экспериментальные значения $\lambda_{кр}$, Вт/(м·К), необходимые для определения теплопроводности газов λ, отсутствуют, допустима их приближенная оценка по формуле [74]

$$\lambda_{кр} = 6{,}1 \cdot 10^{-5} \frac{p_{кр}^{9/16}}{\mu^{1/3} T_{кр}^{1/5}}, \qquad (1.42)$$

где $p_{кр}$, μ и $T_{кр}$ соответственно в барах, кг/кмоль и К.

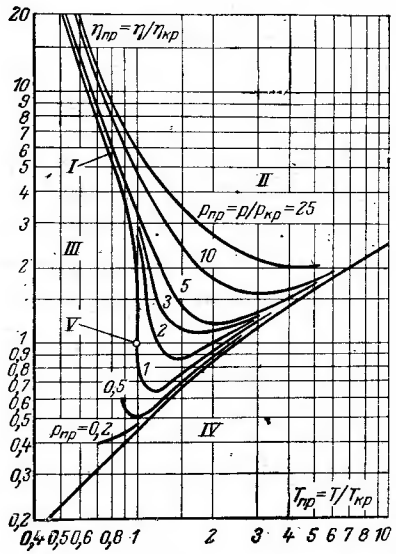


Рис. 1.12. Зависимость приведенной вязкости газа $\eta_{пр}$ от приведенной температуры $T_{пр}$ при различных значениях приведенного давления $p_{пр}$ [8].

I — жидкость; *II* — плотный газ; *III* — две фазы; *IV* — разреженный газ; *V* — критическая точка.

Наличие хотя бы одного опытного значения λ, найденного при температуре T и давлении p, дает возможность отыскать значение $\lambda_{кр}$ с помощью диаграммы приведенных коэффициентов теплопроводности (рис. 1.13). Этот метод оправдывает себя и в том случае, если теплопроводность λ вычислена по формуле (1.22) для области разреженного газа при произвольно выбранной температуре T. Найденные таким образом значения $\lambda_{кр}$ для ряда газов приведены в приложении (табл. П.9).

Значение псевдокритической теплопроводности $\lambda_{п\,кр}$, необходимое для определения $\lambda_{см}$ газовых смесей, по аналогии с (1.38) и (1.41) находится по формуле

$$\lambda_{п\,кр} = \sum_{i=1}^{n} x_i \lambda_{кр_i}. \qquad (1.43)$$

Метод расчета теплофизических характеристик газовых смесей, в основу которого положен принцип соответственных состояний, не является единственным.

Другой подход к решению задачи связан с использованием данных по свойствам чистых компонентов, составляющих газовую смесь.

Плотность смеси $\rho_{см}$ в первом приближении можно определять, пользуясь правилом аддитивности, согласно которому

$$\rho_{см} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} (x_i/\rho_i)}, \qquad (1.44)$$

где x_i и ρ_i — массовая доля и плотность i-го компонента смеси; n — число компонентов в смеси.

При отсутствии справочных данных по плотности чистых компонентов следует воспользоваться обобщенным графиком, представленным на рис. 1.11, или соотношением $\rho = p/(ZRT)$, где Z — коэффициент сжимаемости, который для заданных p и T можно найти по диаграмме на рис. 1.2.

Вязкость и теплопроводность газовых смесей при относительно невысоких давлениях с хорошей точностью рассчитываются с помощью следующих полуэмпирических соотношений [8]:

$$\eta_{см} = \sum_{i=1}^{n} \frac{x_i \eta_i}{\sum_{j=1}^{n} x_j \Phi_{ij}}; \qquad (1.45)$$

$$\lambda_{см} = \sum_{i=1}^{n} \frac{x_i \lambda_i}{\sum_{j=1}^{n} x_j \Phi_{ij}}, \qquad (1.46)$$

в которых

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{\mu_i}{\mu_j}\right)^{-1/2} \left[1 + \left(\frac{\eta_j}{\eta_i}\right)^{1/2} \left(\frac{\mu_j}{\mu_i}\right)^{1/4}\right]^2. \qquad (1.47)$$

Здесь x_i, x_j — мольные доли i-го и j-го компонентов; η_i, η_j — динамическая вязкость i-го и j-го компонентов при температуре T и давлении p смеси; μ_i, μ_j — молярная масса i-го и j-го компонентов; Φ_{ij} — безразмерный параметр, который при $i=j$ равен единице.

1.2. Влажный воздух

Атмосферный воздух является основным исходным продуктом для получения азота, кислорода и ряда инертных газов методом глубокого охлаждения. Объемное содержание компонентов, входящих в его состав, следующее:

Газ	Молярная масса	Объемное содержание, %
Азот N_2	28,016	78,09
Кислород O_2	32,00	20,95
Аргон Ar	39,944	0,93
Двуокись углерода CO_2	44,010	0,03
Неон Ne	20,183	$1{,}8 \cdot 10^{-3}$
Гелий He	4,003	$5{,}24 \cdot 10^{-4}$
Криптон Kr	83,80	$1{,}0 \cdot 10^{-4}$
Водород H_2	2,016	$5 \cdot 10^{-5}$
Ксенон Xe	131,3	$8{,}0 \cdot 10^{-6}$
Озон O_3	48,00	$1{,}0 \cdot 10^{-6}$

Кроме того, атмосферный воздух всегда содержит то или иное количество водяных паров. Смесь сухого воздуха с водяным паром обычно называют *влажным воздухом*.

Знание свойств влажного воздуха необходимо для анализа процессов его охлаждения в скрубберах воздухоразделительных установок, осушки путем вымораживания влаги в регенераторах и реверсивных теплообменниках, изотермического сжатия в компрессорах и др. Названные процессы, как правило, протекают при умеренных температурах.

Влажный воздух представляет собой частный случай газовой смеси, один компонент которой — воздух при рассматриваемых нами в данном случае умеренных температурах может находиться только в газообразном состоянии, тогда как другой — водяной пар — при понижении температуры может частично переходить в жидкую или твердую фазу и выпадать из смеси.

Как будет показано ниже, при заданных давлении и температуре смеси количество водяного пара во влажном воздухе не может превышать определенного значения. Это свойство влажного воздуха принципиально отличает его от газовых смесей, не содержащих конденсирующихся компонентов в рассматриваемой области температур. При

сравнительно невысоких давлениях с точностью, достаточной для инженерных расчетов, влажный воздух можно рассматривать как смесь двух идеальных газов — сухого воздуха и паров воды.

В соответствии с законом Дальтона сумма парциальных давлений газов, входящих в состав газовой смеси, равна полному давлению газовой смеси

$$P=p_в+p_п, \tag{1.48}$$

где $p_п$ — парциальное давление водяного пара; $p_в$ — парциальное давление сухого воздуха.

Это соотношение для случая, когда полное давление равно барометрическому давлению B, приобретает вид:

$$B=p_в+p_п. \tag{1.49}$$

Чем больше водяного пара присутствует в смеси, тем выше его парциальное давление, однако оно не может превышать давления насыщения p_s, соответствующего температуре влажного воздуха. Влажный воздух называется *ненасыщенным*, если $p_п<p_s$, и *насыщенным*, если $p_п=p_s$. Понижая температуру ненасыщенного влажного воздуха,

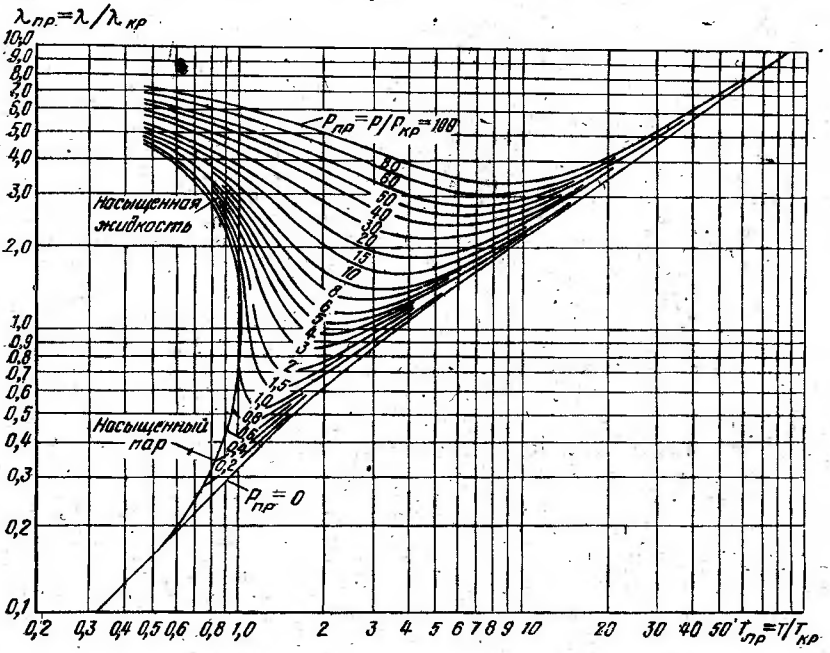


Рис. 1.13. Зависимость приведенной теплопроводности газа $\lambda_{пр}$ от приведенной температуры $T_{пр}$ при различных значениях приведенного давления $p_{пр}$ [74].

можно довести его до состояния насыщения. Температура, при которой начинается процесс выпадения капельной влаги, называется *точкой росы* и обозначается через $t_р$.

Для удобства анализа свойств влажного воздуха введем некоторые понятия.

Будем называть *абсолютной влажностью* D, кг/м³, воздуха массу водяного пара, содержащуюся в 1 м³ влажного воздуха. Так как водяной пар занимает тот же объем, что и вся смесь, абсолютная влажность численно равна плотности пара $\rho_п$ при температуре влажного воздуха и давлении $p_п$:

$$D=\rho_п. \tag{1.50}$$

При давлении водяных паров p_s абсолютная влажность достигает максимального значения и равняется плотности пара ρ_s на линии насыщения, так что $D_{макс}=\rho_s$. Отношение абсолютной влажности ненасыщенного влажного воздуха к максимально возможной при заданной температуре влажности называется *относительной влажностью*

$$\varphi=D/D_{макс}=\rho_п/\rho_s. \tag{1.51}$$

Если рассматривать водяной пар как идеальный газ вплоть до состояния насыщения, то соотношение (1.51) можно представить в виде

$$\varphi = p_п / p_s. \qquad (1.52)$$

Парциальное давление насыщенного пара p_s, так же как и его плотность ρ_s, определяется по термодинамическим таблицам водяного пара для температуры смеси t. Относительная влажность обычно выражается в процентах и может изменяться в пределах от 0 для сухого воздуха до 100% для насыщенного влажного воздуха в соответствии с изменением парциального давления $p_п$ от 0 до p_s.

Так как p_s зависит от температуры заметно сильнее, чем $p_п$, то относительная влажность для одного и того же состава смеси существенно зависит от температуры, вследствие чего величина φ не определяет количество пара во влажном воздухе, а дает лишь оценку степени его насыщения влагой. Для однозначного определения состояния влажного воздуха, помимо относительной влажности, необходимо дополнительно знать температуру.

В практике проведения инженерных расчетов характеристики влажного воздуха обычно относят не к 1 м³ этого воздуха, а к 1 кг сухого воздуха. *Влагосодержание* воздуха в этом случае выражают в килограммах водяного пара, содержащегося в 1 кг сухого воздуха, и обозначают через x, кг/кг:

$$x = \rho_п / \rho_в. \qquad (1.53)$$

Если считать пар и воздух идеальными газами и воспользоваться уравнением Клапейрона, то

$$\rho_п = G_п/V = p_п/(R_п T) \quad \text{и} \quad \rho_в = G_в/V = p_в/(R_в T),$$

где $R_п = 461{,}5$ Дж/(кг·К) и $R_в = 287$ Дж/(кг·К) — соответственно газовые постоянные для водяного пара и воздуха.

Тогда

$$x = \frac{\rho_п}{\rho_в} = \frac{R_в p_п}{R_п p_в} = 0{,}622\,\frac{p_п}{p_в}. \qquad (1.54)$$

При давлении влажного воздуха, равном P, с учетом (1.52) имеем:

$$p_в = P - p_п; \quad p_п = \varphi p_s;$$

$$x = 0{,}622\,\frac{\varphi p_s}{P - \varphi p_s}. \qquad (1.55)$$

Значение x обычно много меньше единицы, поэтому часто влагосодержание воздуха определяют в граммах водяного пара на 1 кг сухого воздуха и обозначают символом d, г/кг:

$$d = 1000\,\frac{\rho_п}{\rho_в} = 622\,\frac{p_п}{P - p_п} = 622\,\frac{\varphi p_s}{P - \varphi p_s}. \qquad (1.56)$$

Для атмосферных условий, когда давление воздуха P равно барометрическому давлению B, имеем:

$$d = 622\,\frac{\varphi p_s}{B - \varphi p_s}. \qquad (1.57)$$

С помощью (1.56) можно определить максимальное количество влаги, которое может содержаться во влажном воздухе (что соответствует условию $\varphi = 100\%$):

$$d_{макс} = 622\,\frac{p_s}{P - p_s}. \qquad (1.58)$$

Удельный объем влажного воздуха, газовая постоянная которого $R_{см} = (R_в + R_п x)/(1 + x)$, может быть определен из уравнения Клапейрона

$$v = T R_{см}/P. \qquad (1.59)$$

Очевидно, что приведенные соотношения для влажного воздуха (1.48), (1.49), (1.52), (1.54)—(1.56), (1.58), (1.59) можно использовать для приближенных расчетов лишь в тех случаях, когда давление влажного воздуха относительно невелико. При повышенных давлениях параметры влажного воздуха, вычисленные на основе использования законов идеального газа, могут значительно отличаться от действительных. Это особенно заметно при давлениях более 5 МПа.

К числу важнейших калорических свойств влажного воздуха, характеризующих его как теплоноситель, относится *энтальпия*. При вычислении энтальпии влажного воздуха может быть использован принцип аддитивности, согласно которому энтальпия смеси равна сумме энтальпий составляющих ее компонентов. При этом, чтобы получить правильный результат, необходимо, чтобы начало отсчета энтальпий каждого из

компонентов было одним и тем же. В соответствии с установившейся практикой энтальпию сухого воздуха и водяного пара обычно отсчитывают от 0°С.

Если обозначить энтальпию влажного воздуха через I, энтальпию 1 кг сухого воздуха через $i_в$, а энтальпию 1 кг водяного пара через $i_п$, то можно записать:

$$I=i_в+xi_п, \tag{1.60}$$

где I выражено в кДж/кг сухого воздуха.

Из термодинамики известно, что энтальпия водяного пара для давления p и температуры t может быть определена из уравнения

$$i_п=r(0\,°C)+\int_0^t c^п_{p_0}dt+\int_{p_0}^{p}\left(\frac{\partial i_п}{\partial p}\right)_t dp, \tag{1.61}$$

где r (0°С) — теплота парообразования воды при t=0°С; $c^п_{p_0}$ — удельная теплоемкость пара при постоянном давлении p_0, равном давлению насыщения при t=0°С.

Последний член правой части представляет собой приращение энтальпии в процессе изменения давления от p_0 до p по изотерме t, которым можно пренебречь, если рассматривать водяной пар как идеальный газ. Кроме того, принимая для относительно небольших изменений температуры величину $c^п_{p_0}$ постоянной и равной 1,96 кДж/(кг·К), а r (0°С)=2480 кДж/кг, получаем:

$$i_п=r(0\,°C)+c^п_{p_0}t=2480+1{,}96t. \tag{1.62}$$

Проведя аналогичные рассуждения для сухого воздуха с учетом того, что теплоемкость $c^в_{p_0}$ =1,0036 кДж/(кг·К), можно записать:

$$i_в=c^в_{p_0}t=1{,}0036t\approx t. \tag{1.63}$$

В соответствии с (1.60), используя (1.62) и (1.63), соотношение для определения энтальпии влажного воздуха можно записать так (I — в кДж/кг):

$$I=1{,}0036t+x(2480+1{,}96t). \tag{1.64}$$

Вычисление теплоемкости влажного воздуха осуществляется по формуле

$$c_p=1{,}0036+1{,}96x, \tag{1.65}$$

Полученные выражения не учитывают зависимости энтальпии и теплоемкости влажного воздуха от давления, так как смесь сухого воздуха и пара рассматривалась как идеальная.

1.3. I, d-диаграмма влажного воздуха

В 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным была составлена диаграмма, использование которой значительно упрощает расчеты процессов, протекающих с участием влажного воздуха, и процедуру определения его параметров [74].

При построении I, d-диаграммы по оси абсцисс откладывают влагосодержание d, а по оси ординат — энтальпию I. В связи с тем, что использование прямоугольной системы координат для I, d-диаграммы весьма неудобно (диаграмма получается слишком растянутой по вертикали, а попытка уменьшить масштаб по оси энтальпий приводит к сжатию наиболее интересной для практического использования области, близкой к состоянию насыщения воздуха), оказалось целесообразным угол между осями координат принять равным 135°, а масштаб для отсчета влагосодержаний указывать на горизонтальной прямой, проведенной через начало координат. Таким образом, в косоугольной системе координат линии постоянных влагосодержаний изображаются вертикальными прямыми, а линии постоянных энтальпий наклонены к оси ординат под углом 135°. На диаграмму наносятся также изотермы, линии парциальных давлений водяного пара и линии постоянных значений относительной влажности.

Построение изотерм осуществляется с использованием соотношения (1.64), которое при t=const представляет собой уравнение прямой. Легко видеть, что с ростом температуры угол наклона прямых увеличивается. Наименьший наклон имеет изотерма, соответствующая температуре 0°С. Эта изотерма проходит через начало координат.

Для того, чтобы нанести любую изотерму на диаграмме, достаточно для заданной температуры t с помощью соотношения (1.64) определить энтальпии для двух произвольных значений влагосодержаний и через полученные точки провести прямую (рис. 1.14,*а*).

Согласно соотношению (1.56), которое может быть преобразоваио к виду

$$p_п = Pd/(622+d),$$

парциальное давлеиие водяиых паров во влажном воздухе при постоянном давленци P зависит только от влагосодержания. Это обстоятельство положено в основу построения кривой парциальных давлений, которая в выбранном масштабе обычно располагается в иижней части I, d-диаграммы (рис. 1.14,б). Очевидно, что с ростом влагосодержаиия кривая парциальных давлений асимптотически стремится к значению давления, равиому P.

Для нанесения на I, d-диаграмму линии насыщения влажного воздуха ($\varphi=100\%$) сначала с помощью термодииамических таблиц водяного пара для нескольких произвольно выбранных температур $t_1, t_2, \ldots, t_m$ определяют значения давлений насыщения $p_{s1}, p_{s2}, \ldots, p_{sm}$, а затем находят соответствующие этим давлениям точки $a_1, a_2, \ldots, a_m$

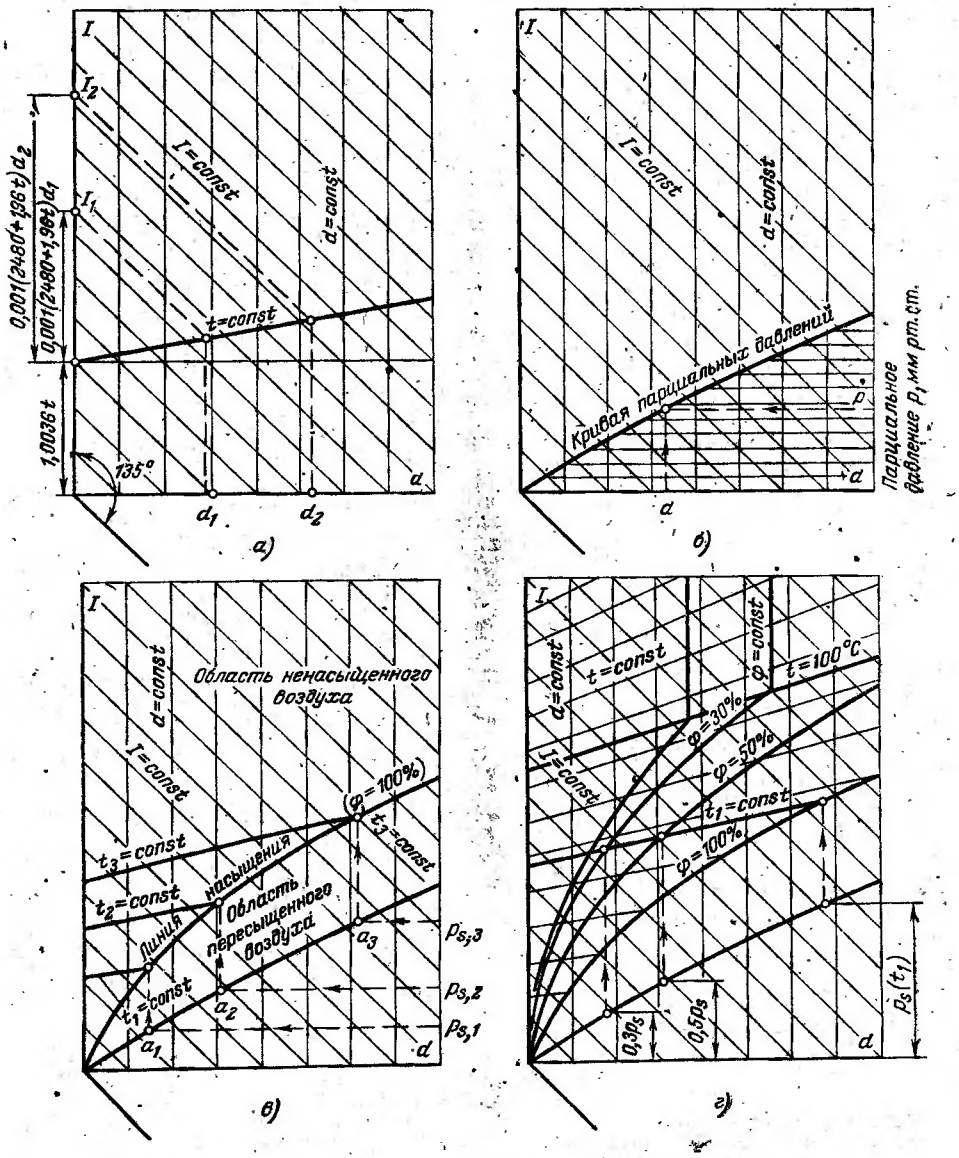


Рис. 1.14. Построение I, d-диаграммы для влажного воздуха.

ия кривой парциальных давлений. Ясно, что линия $\varphi=100\%$ проходит через точки пересечения прямых, проведенных параллельно оси ординат из точек $a_1, a_2, \ldots, a_m$, с соответствующими изотермами $t_1, t_2, \ldots, t_m$ (рис. 1.14,*в*).

Линия насыщения влажного воздуха разделяет диаграмму на две области — область ненасыщенного воздуха, расположенную выше кривой $\varphi=100\%$, и область пересыщенного воздуха, находящуюся под этой кривой.

Следует отметить, что изотермы ненасыщенного воздуха, пересекаясь с кривой насыщения, претерпевают излом и в области пересыщенного воздуха (в области тумана) имеют направление, практически совпадающее с линиями постоянных энтальпий.

Большой интерес представляет область *I*, *d*-диаграммы, расположенная вблизи изотермы 0 °С. Эта область в большом масштабе представлена на рис. 1.15 [11]. При замерзании капель воды энтальпия смеси уменьшается. Вследствие этого изотермы в области «ледяного тумана» при 0° С идут круче изотерм влажного тумана. Область между этими изотермами (на рис. 1.15 заштрихована) представляет состояния воздуха, в котором содержится как вода, так и лед. Кривая $\varphi=100\%$ при пересечении с изотермой 0 °С имеет перелом, соответствующий переходу водяного пара в лед.

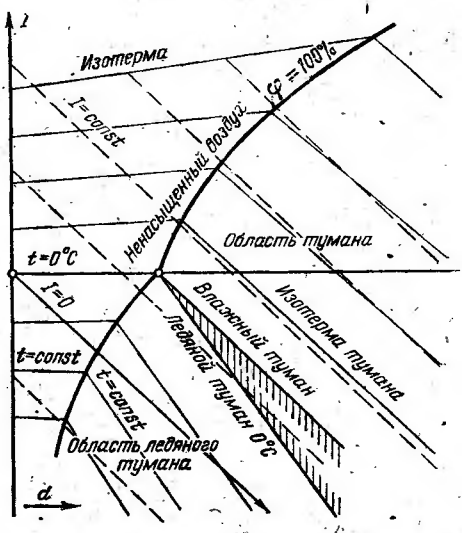


Рис. 1.15. Область трех фаз в *I*, *d*-диаграмме.

Линии $\varphi=\text{const}<100\%$ наносятся на диаграмму тем же способом, что и линии $\varphi=100\%$. Разница заключается лишь в том, что на кривой парциального давления находятся точки, соответствующие не p_s, а φp_s. Дальнейшее построение полностью аналогично вышеизложенному (см. рис. 1.4,*г*).

Наиболее изученными являются свойства влажного воздуха при атмосферном давлении. На рис. 1.16 представлена *I*, *d*-диаграмма Рамзина, построенная с учетом реальных свойств смеси сухого воздуха и водяных паров для давления $B=99324{,}89$ Па (745 мм рт. ст.), что примерно соответствует среднему многолетнему барометрическому давлению в центральных областях СССР. В крупном масштабе для области низких температур диаграмма Рамзина приведена в приложении. Там же даны графики зависимости влагосодержания от температуры при $\varphi=100\%$ для давлений больше атмосферного.

Иногда на *I*, *d*-диаграмме линии $\varphi=\text{const}$ при температурах, больших температуры насыщения t_s, соответствующей барометрическому давлению B, изображаются идущими вертикально вверх. Это объясняется тем, что при $t>t_s$ максимально возможное давление водяных паров $p_{\text{п}}^{\text{макс}}$ равно барометрическому и не зависит от температуры. В этом случае относительная влажность $\varphi = p_{\text{п}}/p_{\text{п}}^{\text{макс}}$ не является функцией температуры и остается постоянной.

В расчетной практике, кроме *I*, *d*-диаграммы (*I*, *x*-диаграммы), иногда пользуются также другими диаграммами для влажного воздуха — картой влажности Льюиса, диаграммами Молье, Гросвенора, Гарбера, Грабовского и др.

Для давлений влажного воздуха, отличных от атмосферного, *I*, *d*-диаграмма несколько видоизменяется. В частности, при увеличении давления согласно формуле (1.56) кривая парциальных давлений при тех же масштабах влагосодержаний и энтальпий смещается вверх, соответственно поднимаются линии постоянной относительной влажности, в том числе и линия насыщения $\varphi=100\%$. Что касается изотерм, то в связи с тем, что [как это видно из (1.64)] энтальпия влажного воздуха не зависит от давления, расположение изотерм в ненасыщенной области является общим для различных давлений. Этот вывод, естественно, справедлив для не слишком высоких давлений, когда влажный воздух еще можно рассматривать как идеальный газ.

Использование *I*, *d*-диаграммы существенно облегчает процедуру определения параметров состояния влажного воздуха (например, точка *A* на рис. 1.17) и предоставляет широкие возможности для количественного анализа разнообразных процессов тепло- и массообмена (нагрев, охлаждение, увлажнение, осушка и др.).

Процессы нагрева и охлаждения воздуха протекают в отсутствие массообмена при условии $d=\text{const}$ и на *I*, *d*-диаграмме (рис. 1.18) изображаются прямыми вертикальными линиями (*AB* — нагрев, *AC* — охлаждение). Относительная влажность φ при этом

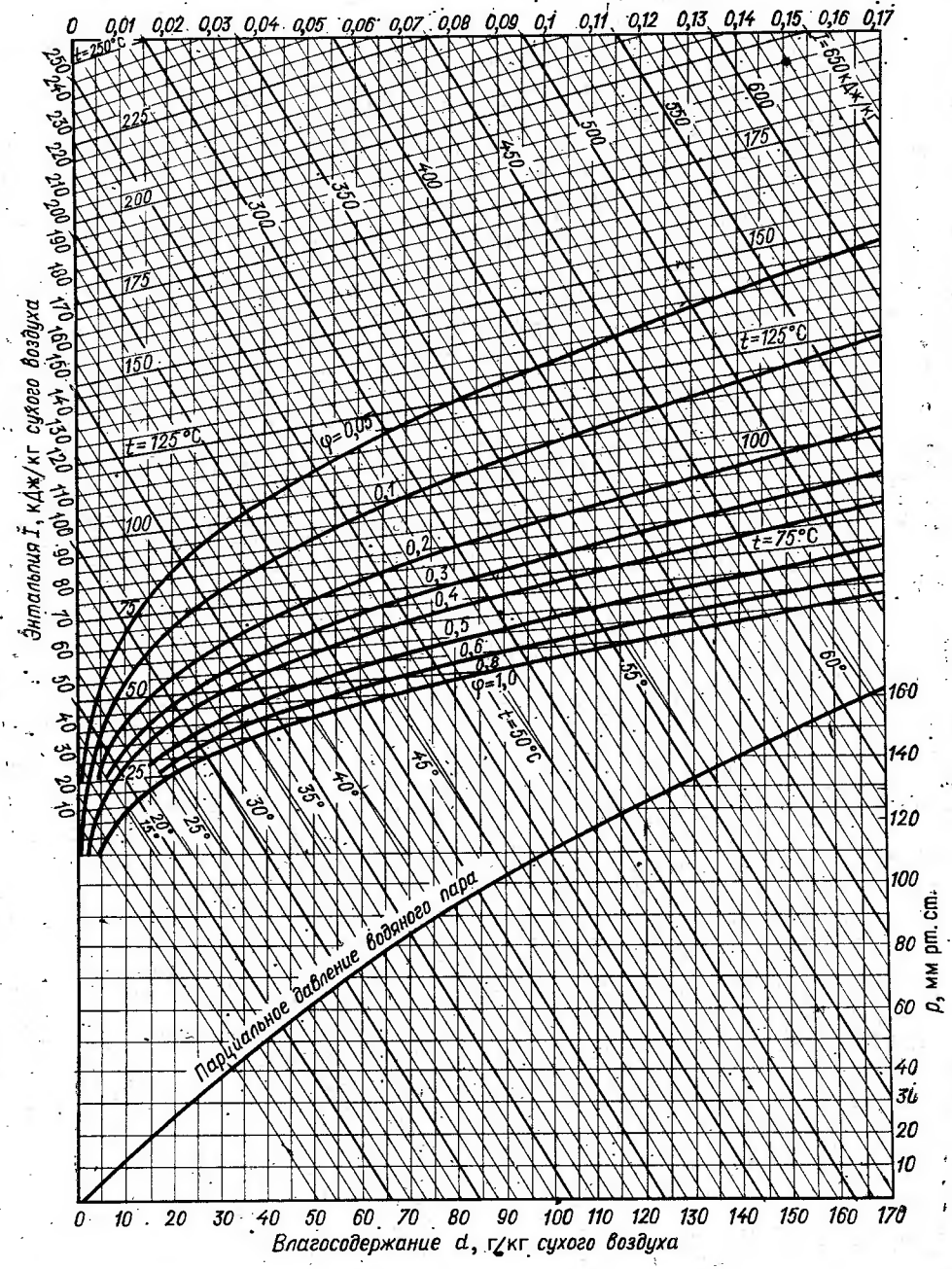


Рис. 1.16. *I*, *d*-диаграмма влажного воздуха.

не остается постоянной, она растет с понижением температуры и уменьшается при нагреве вследствие изменения давления насыщенного пара p_s. Если при охлаждении влажный воздух достигает состояния насыщения, соответствующего *температуре точки росы* (точка f), то, начиная с этого момента, процесс идет по линии $\varphi=100\%$ и сопровождается выпадением влаги в виде капель или инея (осушкой). Количество сконденсировавшегося в этом случае водяного пара при конечной температуре охлаждения t_g, отнесенное к 1 кг сухого воздуха, определяется разностью влагосодержаний $d-d'$.

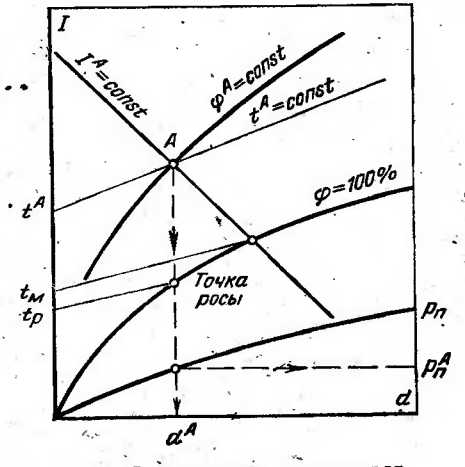


Рис. 1.17. Определение параметров состояния влажного воздуха с помощью I, d-диаграммы.
$t_м$ — температура мокрого термометра; $t_р$ — температура точки росы.

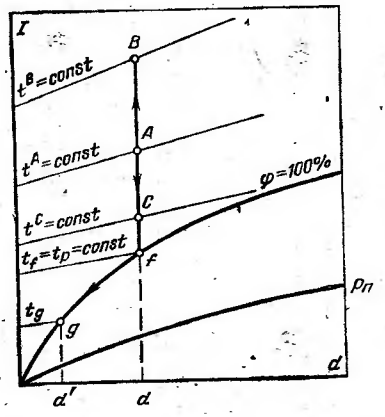


Рис. 1.18. Изображение процессов нагрева и охлаждения влажного воздуха на I, d-диаграмме.

В иизкотемпературных установках встречаются процессы *смешения потоков воздуха*, имеющих разные параметры состояния. Эти процессы легко исследуются с помощью I, d-диаграммы.

Уравнения сохранения массы и энергии для случая, когда смешиваются два потока с расходами G_1 и G_2, можно представить в виде

$$G_1d_1+G_2d_2=(G_1+G_2)d_{см}; \quad (1.66)$$

$$G_1I_1+G_2I_2=(G_1+G_2)I_{см}, \quad (1.67)$$

откуда, если считать, что $G_2/G_1=n$, легко получить соотношения для определения параметров смеси

$$d_{см}=\frac{d_1+d_2n}{1+n}; \quad (1.68)$$

$$I_{см}=\frac{I_1+I_2n}{1+n}. \quad (1.69)$$

Состояние смесн может быть также найдено графически с помощью I, d-диаграммы (рис. 1.19). Для этого точки A и B, соответствующие параметрам первого и второго смешивающихся потоков воздуха, соединяют прямой линией и делят полученный отрезок AB в отношении, обратно пропорциональном расходам G_1 и G_2 ($AC/CB=G_2/G_1$). Найденная таким образом точка C является искомой, определяющей параметры смеси. Точка C лежит тем ближе к точке A, чем большее количество воздуха, имеющего состояние A, участвует в процессе смешения.

Правомерность такого метода следует из соотношения

$$\frac{I_2-I_{см}}{d_2-d_{см}}=\frac{I_{см}-I_1}{d_{см}-d_1}, \quad (1.70)$$

полученного из уравнений (1.66), (1.67), приведенных к виду

$$n(I_2-I_{см})=I_{см}-I_1; \quad (1.71)$$

$$n(d_2-d_{см})=d_{см}-d_1. \quad (1.72)$$

Действительно, соотношение (1.70) в I, d-координатах представляет собой уравнение прямой, проходящей через точки A и B с параметрами I_1, d_1, и I_2, d_2 соответственно. Точка C, характеризующая состояние смеси, также лежит на этой прямой независимо от расходов G_1 и G_2.

Поскольку

$$\frac{d_{см}-d_1}{d_2-d_{см}}=\frac{I_{см}-I_1}{I_2-I_{см}}=n$$

[см. (1.71) и (1.72)], точка C делит отрезок AB на части, отношение которых равно $G_2/G_1=n$.

В случае, если точка, определяющая параметры смеси, окажется лежащей ниже кривой насыщения (точка C'), что соответствует пересыщенному состоянию воздуха, процесс смешения сопровождается выпадением капельной влаги. При этом смесь из состояния C' перейдет по изоэнтальпе в состояние C''. Количество сконденсированных водяных паров определяется разностью влагосодержаний точек C' и C'', которая, как показано на рис. 1.19, равна величине Δd, г/кг.

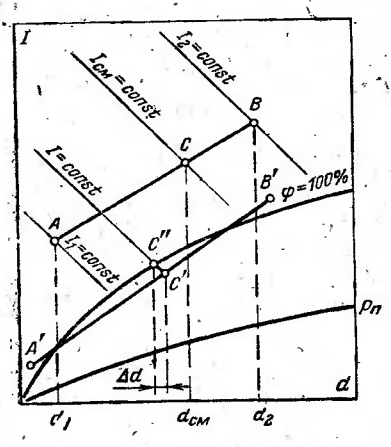


Рис. 1.19. Изображение процессов смешения потоков воздуха на I, d-диаграмме.

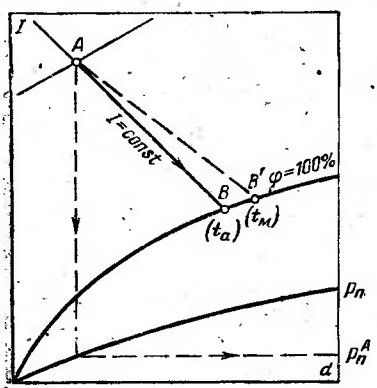


Рис. 1.20. Изображение процесса адиабатного охлаждения воздуха на I, d-диаграмме.

I, d-диаграмма широко используется для определения параметров влажного воздуха при его взаимодействии с капельной влагой. Как правило, в реальных аппаратах смесительного типа такие процессы протекают в условиях, когда теплообмен системы «влажный воздух — вода» с другими телами пренебрежимо мал и ее полную энтальпию можно считать неизменной. В этом случае между воздухом и жидкостью происходит тепло- и массообмен, направление и интенсивность которого зависит только от соотношения параметров взаимодействующих сред.

Перенос теплоты в соответствии с законом Ньютона — Рихмана осуществляется от среды, имеющей большую температуру, к среде с меньшей температурой. Направление и интенсивность процесса массообмена определяются значением и знаком разности парциальных давлений водяных паров в объеме влажного воздуха и непосредственно вблизи поверхности воды. С достаточной степенью точности можно считать, что воздух в тонком слое, прилегающем к поверхности воды, принимает температуру последней и насыщен ее парами, парциальное давление которых соответствует давлению насыщения $p^{ж}_s$ при температуре поверхности жидкой фазы. Если парциальное давление водяных паров в объеме влажного воздуха по-прежнему обозначать через $p_п$, то при $p^{ж}_s > p_п$ молекулы водяного пара из области с большей концентрацией (от поверхности жидкости) перемещаются в область с меньшей концентрацией (в объем влажного воздуха) — осуществляется испарение жидкости, сопровождающееся увлажнением воздуха. При $p^{ж}_s < p_п$ происходит конденсация водяных паров из воздуха на поверхности жидкости, в результате которой воздух уменьшает свое влагосодержание, т. е. осушается. При $p^{ж}_s = p_п$ массообмен между влажным воздухом и водой отсутствует.

Если обратиться к I, d-диаграмме, то условию $p_п = p^{ж}_s$ соответствует вертикальная прямая линия, проведенная через точку, характеризующую состояние насыщенного воздуха ($\varphi = 100\%$) при температуре поверхности жидкости $t_ж$. Таким образом, массообмен между жидкостью и ненасыщенным воздухом отсутствует, если параметры воздуха определяются любой точкой, принадлежащей этой линии. Условию $p_п < p^{ж}_s$, при котором наблюдается процесс испарения воды, соответствуют состояния воздуха, относящиеся к области I, d-диаграммы, расположенной слева от вертикали.

Для правой относительно вертикальной линии области состояний ненасыщенного влажного воздуха выполняется условие $p_п > p^ж_s$. В этом случае происходит осушка воздуха за счет конденсации водяных паров на поверхности жидкой фазы.

Применительно к анализируемому случаю тепло- и массообмена уравнение баланса энергии для жидкости можно записать в виде

$$\alpha(t_в - t_ж)F + \beta_p r(p_п - p^ж_s)F = Gc^ж_p \frac{dt}{d\tau}, \qquad (1.73)$$

где α — коэффициент теплоотдачи конвекцией от воздуха к поверхности жидкости, Вт/(м²·К); $t_в - t_ж$ — разность температур между воздухом и жидкостью, К; F — площадь поверхности контакта воздуха с жидкостью, м²; β_p — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давлений, с/м; r — теплота парообразования, Дж/кг; G — масса жидкости, участвующая в теплообмене, кг; $c^ж_p$ — теплоемкость воды, Дж/(кг·К).

Как следует из (1.73), в завнсимости от знака результирующего теплового потока, значение которого определяется соотношением интенсивностей конвективного теплообмена и массопереноса, температура жидкости может увеличиваться или уменьшаться. Пределом изменения температуры жидкости в обоих случаях является так называемая *температура мокрого термометра* $t_м$, при которой устанавливается динамическое равновесие, когда интенсивность теплоотдачи конвекцией равна интенсивности переноса теплоты за счет массоотдачи, т. е.

$$\alpha(t_в - t_м) = \beta_p r(p^ж_s - p_п). \qquad (1.74)$$

Тепло- и массообмен в этом случае характеризуется постоянством эитальпии воздуха I, так как при условии $t_ж = t_м = \text{const}$ отданная воздухом теплота в процессе конвективного теплообмена возвращается обратно вместе с испаренной влагой в виде теплоты парообразования. Если при этом контакт жидкостн с влажным воздухом, начальное состояние которого определяется, допустим, точкой A (рис. 1.20), достаточно продолжителен, то он, охлаждаясь и увеличивая свое влагосодержание d по изоэнтальпе, достигнет полного насыщения (точка B). Температуру, которую примет воздух в конце этого процесса, называют *температурой адиабатного насыщения* $t_а$, а сам процесс — *адиабатным процессом охлаждения воздуха*, для которого справедливо равенство $t_а = t_м$.

Строго говоря, адиабатное охлаждение, при котором эитальпия воздуха I остается неизменной, имеет место лишь при условии, когда температура мокрого термометра соответствует точке начала отсчета энтальпии, т. е. равна 0°С. Если $t_м > 0$°С, то поступающая в воздух испаренная влага в количестве W вносит в него дополнительную теплоту $Wc^ж_p t_м$, вследствие чего процесс охлаждения реализуется по линии AB', проходящей выше изоэнтальпы AB. Достигаемая воздухом в конце процесса температура мокрого термометра $t_м$, таким образом, оказывается несколько большей, чем $t_а$.

Обозначив через L расход сухого воздуха, определим разность энтальпий точек B и B'. Из уравнения

$$L(I_{B'} - I_B) = Wc^ж_p t_м$$

следует:

$$I_{B'} - I_B = \frac{W}{L} c^ж_p t_м. \qquad (1.75)$$

Как правило, величина $(W/L)c^ж_p t_м$ много меньше энтальпии влажного воздуха I, поэтому с достаточной для технических расчетов точностью процессы охлаждения воздуха при условии $t_ж = t_м = \text{const}$ можно считать адиабатнымн. Температура мокрого термометра $t_м$ в этом случае, так же как и $t_а$, определяется в точке, являющейся пересечением линии $I = \text{const}$, соответствующей рассматриваемому состоянию воздуха, с кривой насыщения $\varphi = 100\%$.

На принципе адиабатного испарения основан прибор, называемый *психометром*, с помощью которого по показаниям двух термометров — сухого и мокрого, помещенных в поток влажного воздуха, можно определить параметры его состояния. Сухой термометр представляет собой обычный термометр (ртутный термометр, термометр сопротивления или термопара), измеряющий температуру $t_с$ ненасыщенного влажного воздуха. Чувствительный элемент мокрого термометра непрерывно увлажияется с помощью фитильного материала, один конец которого помещен в сосуд с водой. Влага, иаходясь в непрерывном контакте с потоком воздуха, достигает предельной температуры $t_м$, которую и фиксирует мокрый термометр.

Для определения параметров влажного воздуха на кривой $\varphi = 100\%$ I, d-диаграммы находят точку, соответствующую температуре $t_м$, через которую проводят линию $I = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_с = \text{const}$. Полученная таким образом точка характеризует искомое состояние влажного воздуха.

1.4. Жидкости

До настоящего времени теория жидкого состояния вещества по существу еще не разработана. Существуют некоторые теоретические подходы к определению теплофизических свойств жидкостей. Однако методы, основанные на этих подходах (см., например, [22, 83]), не только очень сложны, но и малонадежны. Вследствие этого эксперимент является основным источником получения надежных данных по теплофизическим свойствам капельных жидкостей (конденсированных сред), которыми и следует пользоваться при выполнении тепловых и гидравлических расчетов тепло- и массообменных аппаратов [15, 16, 88]. Вместе с тем для интерполяции и экстраполяции экспериментальных данных, как известно, необходимо располагать соотношениями, отражающими зависимости физических свойств от параметров состояния и, в частности, от температуры. Известно, что влиянием давления на теплофизические характеристики жидкости вдали от критической точки можно пренебречь. Ниже приведены основные интерполяционные уравнения, а также некоторые простые формулы для оценочного расчета физических свойств жидкостей.

Плотность. Наиболее «тяжелыми» из числа химически чистых ожиженных газов являются криптон и ксенон. В состоянии насыщения при атмосферном давлении (P=1,013·10^5 Па) плотность криптона ρ'=2400 кг/м^3, ксенона ρ'=3060 кг/м^3. Наименьшая плотность при тех же условиях у водорода ($\rho'\approx$71 кг/м^3) и гелия-3 ($\rho'\approx$ $\approx$59 кг/м^3).

С учетом соотношения $\rho=1/v$ плотность конденсированных сред (так же, как и газов) легко находится с помощью термодинамических диаграмм состояния, на которых имеются линии постоянных удельных объемов (изохоры).

Поскольку плотности жидкостей с ростом температуры медленно уменьшается примерно по линейному закону, интерпретацию и экстраполяцию выполняют в соответствии с уравнением

$$\rho=\rho_0[1-\beta_\rho(T-T_0)], \tag{1.76}$$

где ρ_0 — плотность при температуре T_0, кг/м^3; β_ρ — коэффициент объемного расширения, 1/К.

Если известны значения критических величин $\rho_{кр}$ и $p_{кр}$, то плотность жидкости при нормальной температуре кипения можно определить по формуле [74]

$$\rho_{кип}=\rho_{кр}(1{,}981+0{,}422\lg p_{кр}), \tag{1.77}$$

где $p_{кр}$ выражено в барах (10^5 Па).

Вязкость. Динамические вязкости различных ожиженных газов заметно отличаются. Так, например, при нормальной температуре кипения для гелия-4 $\eta_{He}\approx$ $\approx$3·10^{-6} Па·с, а для кислорода $\eta_{O2}\approx$188·10^{-6} Па·с.

В отличие от газов динамическая вязкость жидкостей с ростом температуры быстро падает по закону, близкому к экспоненциальному:

$$\eta=Ae^{C/T}. \tag{1.78}$$

Две индивидуальные константы A и C, входящие в это уравнение, могут быть вычислены по двум экспериментальным значениям вязкости, найденным при различных температурах.

Другим интерполяционным уравнением, хорошо зарекомендовавшим себя на практике, является уравнение Бачинского

$$\eta=C/(v-w), \tag{1.79}$$

где v — удельный объем жидкости, соответствующий температуре T, при которой определяется динамическая вязкость η; C и w — индивидуальные константы. Вычисляются по двум известным значениям вязкости.

Отметим, что использование вместо (1.78) или (1.79) линейной интерполяции может привести к заметной погрешности в определении η вследствие резко нелинейной зависимости вязкости жидкости от температуры.

Исключением из общего правила является характер температурной зависимости вязкости жидкого гелия (рис. 1.21), что объясняется явлением сверхтекучести.

Кроме соотношений, приведенных выше, для грубой оценки значений динамической вязкости жидкости можно рекомендовать также формулу [8]

$$\eta=\frac{Nh}{\mu v}e^{3{,}8T_{кип}/T}, \tag{1.80}$$

где N — число Авогадро, 1/кмоль; h=6,626·10^{-34} — постоянная Планка, Дж·с; μv — объем 1 кмоля жидкости, м^3/кмоль; $T_{кип}$ — температура кипения жидкости при нормальном давлении, К.

Зависимость вязкости смеси жидкостей от вязкости чистых компонентов теоретическим путем не установлена. Из имеющихся эмпирических формул для расчета вязкости жидких смесей наиболее удачными следует считать следующие:

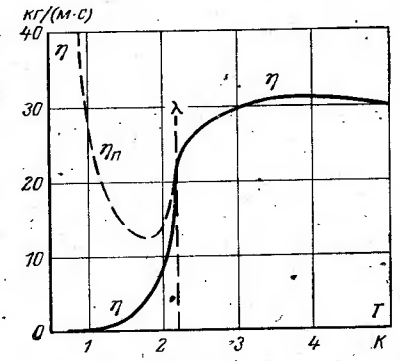
$$\eta_{см}^{1/3} = \sum_{i=1}^{n} x_i \eta_i^{1/3}; \tag{1.81}$$

$$\lg \eta_{см} = \sum_{i=1}^{n} x_i \lg \eta_i, \tag{1.82}$$

где x_i — мольная доля i-го компонента в смеси.

Вязкость жидкостей зависит от давления в большей степени, чем любая другая физическая характеристика (рис. 1.22). Тем не менее изменением вязкости ожиженных газов при повышении давления до $(30—40)\cdot 10^5$ Па в практике инженерных расчетов обычно пренебрегают.

Теплопроводность. Для большинства криогенных жидкостей коэффициент теплопроводности λ медленно падает с ростом температуры. Исключение составляют



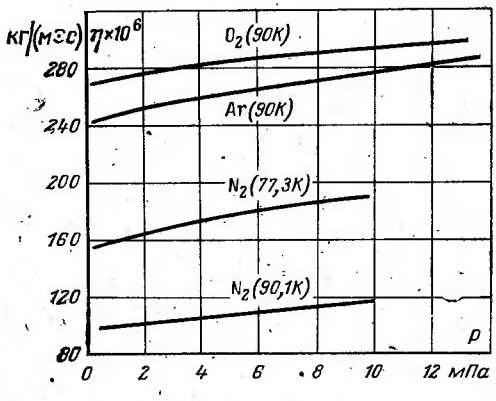


Рис. 1.21. Зависимость общей вязкости η жидкого гелия и вязкости η_n нормального компонента гелия-II от температуры.

Рис. 1.22. Зависимость вязкости η некоторых сжиженных газов от давления [88].

жидкие гелий и водород (рис. 1.23 и 1.24). Зависимость теплопроводности от температуры близка к линейной, поэтому при использовании результатов экспериментального определения λ допустимо применение линейной интерполяции. Коэффициенты теплопроводности различных ожиженных газов (кроме гелия) близки по значению и изменяются в относительно узком интервале от 0,1 до 0,25 Вт/(м·К).

Оценка теплопроводности химически чистых жидкостей с достаточно хорошей точностью может быть выполнена по формуле [8]

$$\lambda = 2{,}8\,[N/(\mu v)]^{2/3} k w_a, \tag{1.83}$$

где $N/(\mu v)$ — число молекул в единице объема (отношение числа Авогадро N к объему 1 кмоля μv); k — постоянная Больцмана, Дж/К; $w_a = \sqrt{(c_p/c_v)\,(\partial p/\partial \rho)_T}$ скорость звука, м/с.

Отношение c_p/c_v для жидкостей (если не говорить об окрестностях критической точки) мало отличается от единицы. Значение $(\partial p/\partial \rho)_T$ находится непосредственно из опытных данных по изотермической сжимаемости или рассчитывается по уравнению состояния.

Удовлетворительные результаты при вычислении λ могут быть получены при использовании формулы Вебера:

$$\lambda = 0{,}356\cdot 10^{-4} c_p \rho^{4/3}/\mu^{1/3}, \tag{1.84}$$

где теплоемкость c_p выражена в кДж/(кг·К), плотность ρ — в кг/м³, молярная масса μ — в кг/кмоль.

Для жидкого азота и сходных с ним ожиженных газов вместо коэффициента $0{,}356\cdot 10^{-4}$ рекомендуется брать $0{,}241\cdot 10^{-4}$; для легких углеводородов $0{,}42\cdot 10^{-4}$.

Коэффициент теплопроводности бинарных смесей неполярных жидкостей можно определять по уравнению Филиппова — Новоселовой:

$$\lambda_{см}=\lambda_1\xi_1+\lambda_2\xi_2-0{,}72\xi_1\xi_2(\lambda_2-\lambda_1), \qquad (1.85)$$

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты теплопроводности чистых компонентов, причем $\lambda_2>\lambda_1$; ξ_1 и ξ_2 — массовые доли этих компонентов в смеси.

Теплоемкость. При нормальном давлении теплоемкость большинства криогенных жидкостей в состоянии насыщения лежит в интервале от 0,5 до 2,5 кДж/(кг·К).

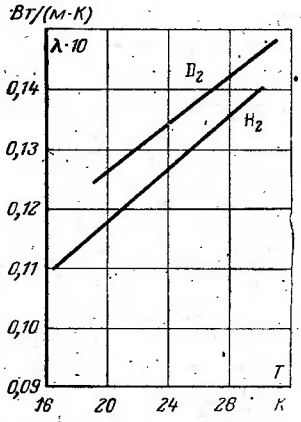
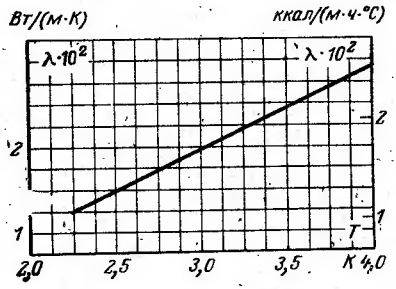


Рис. 1.23. Зависимость теплопроводности жидких водорода и дейтерия от температуры [88].

Рис. 1.24. Теплопроводность жидкого гелия при насыщении [88].



Несколько большую теплоемкость имеют гелий [c_p=4,7 кДж/(кг·К)] и водород [c_p=10,3 кДж/(кг·К)].

В первом приближении можно считать, что теплоемкость жидкостей является линейной функцией температуры. Поскольку c_p растет с повышением T, интерполяционное уравнение имеет вид:

$$c_p=c_{p0}[1+\beta_c(T-T_0)], \qquad (1.86)$$

где c_{p0} — теплоемкость при температуре T_0; β_c — коэффициент пропорциональности.

Среднее значение теплоемкости $\bar{c}$ в заданном интервале изменения температур удобно определять с помощью диаграммы состояния по формуле

$$\bar{c}=\Delta i/\Delta T, \qquad (1.87)$$

где $\Delta i=i_1-i_2$; $\Delta T=T_1-T_2$ — разности энтальпий и температур в точках, характеризующих состояние жидкости на концах интервала.

При определении теплоемкости $\bar{c}_s$ жидкости, находящейся в состоянии насыщения, значение Δi берется на пограничной кривой.

1.5. Примеры расчетов свойств веществ

Пример 1.1. Вычислить коэффициенты вязкости и теплопроводности неона при атмосферном давлении и температуре 100 К.

Решение. Используем уравнения (1.21) и (1.22). Параметры потенциала Леннарда — Джонса для неона: σ=2,789·10^{-10} м, ε/k=35,7 К (см. табл. П.9). Молекулярная масса неона μ=20,18 кг/кмоль. При температуре T=100 К отношение kT/ε=100/35,7=2,8.

Далее определяем $\Omega_\eta=\Omega_\lambda=1{,}058$ (см. табл. П.9). Подставляя численные значения T, μ, σ и $\Omega_\eta=\Omega_\lambda$ в соотношения (1.21) и (1.22), получаем:

$$\eta_{расч}=2{,}669\cdot10^{-6}\frac{\sqrt{\mu T}}{\sigma^2\Omega_\eta}=2{,}669\cdot10^{-6}\frac{\sqrt{20{,}18\cdot100}}{(2{,}789)^2\cdot1{,}058}=146\cdot10^{-7}\ \text{Па}\cdot\text{с};$$

$$\lambda_{расч}=8{,}33\cdot10^{-2}\frac{\sqrt{T/\mu}}{\sigma^2\Omega_\lambda}=8{,}33\cdot10^{-2}\frac{\sqrt{100/20{,}18}}{(2{,}789)^2\cdot1{,}058}=0{,}0226\ \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Полученные результаты находятся в хорошем соответствии с экспериментальными значениями вязкости и теплопроводности неона [88]:

$$\eta_{экс}=144{,}4\cdot10^{-7}\ \text{Па}\cdot\text{с};\ \lambda_{экс}=0{,}0218\ \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Пример 1.2. Вычислить коэффициенты вязкости и теплопроводности смеси газов CO_2—O_2—N_2 при атмосферном давлении и температуре 273 К. Исходные данные о составе смеси и физических свойствах чистых компонентов при давлении 101,325 кПа и температуре 273 К следующие:

Компонент	Индекс i	Мольная доля x_i	Молекулярная масса μ_i, кг/кмоль	Вязкость $\eta_i\cdot10^7$, Па·с [88]	Теплопроводность $\lambda_i\cdot10^2$, Вт/(м·К) [88]
CO_2	1	0,13	44,010	137	1,49
O_2	2	0,05	32,000	191	2,43
N_2	3	0,82	28,013	167	2,39

Решение. Значения $\eta_{см}$ и $\lambda_{см}$ находим по формулам (1.45) и (1.46). Результаты вычисления значений Φ_{ij} и $\sum_{j=1}^{3} x_j\Phi_{ij}$ с использованием соотношения (1.47) сведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Расчет промежуточных величин

Индекс i	Индекс j	μ_i/μ_j	η_i/η_j	Φ_{ij} [по уравнению (1.47)]	$\sum_{j=1}^{n} x_j\Phi_{ij}$
1	1	1,000	1,000	1	
	2	1,375	0,718	0,73	0,762
	3	1,571	0,821	0,725	
2	1	0,727	1,393	1,395	
	2	1,000	1,000	1	1,054
	3	1,142	1,143	1,004	
3	1	0,637	1,219	1,372	
	2	0,876	0,875	0,994	1,048
	3	1,000	1,000	1	

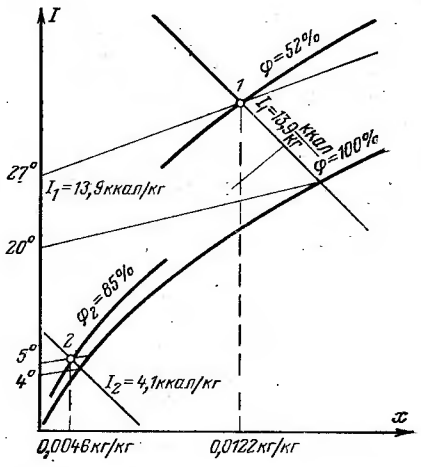


Рис. 1.25. К решению примера 1.4.

Подставляя численные значения x_i, η_i, λ_i и $\sum_{j=1}^{n} x_j\Phi_{ij}$ в (1.46) и (1.47), получаем:

$$\eta_{см}^{расч}=\sum_{i=1}^{3}\frac{x_i\eta_i}{\sum_{j=1}^{3}x_j\Phi_{ij}}=\frac{0{,}13\cdot137\cdot10^{-7}}{0{,}762}+\frac{0{,}05\cdot191\cdot10^{-7}}{1{,}054}+$$

$$+\frac{0{,}82\cdot167\cdot10^{-7}}{1{,}048}=163\cdot10^{-7}\ \text{Па}\cdot\text{с};$$

$$\lambda_{см}^{расч}=\sum_{i=1}^{3}\frac{x_i\lambda_i}{\sum_{j=1}^{3}x_i\Phi_{ij}}=\frac{0{,}13\cdot1{,}49\cdot10^{-2}}{0{,}762}=\frac{0{,}05\cdot2{,}43\cdot10^{-2}}{1{,}054}+$$

$$+\frac{0{,}82\cdot2{,}39\cdot10^{-2}}{1{,}048}=2{,}24\cdot10^{-2}\ \text{Вт/(м}\cdot\text{К)}.$$

Экспериментальное значение коэффициента теплопроводности смеси при тех же условиях $\lambda_{см}^{эксп}=2{,}21\cdot10^{-2}$ Вт/(м·К) [15]. Данные по вязкости в справочной литературе не обнаружены.

Пример 1.3. Определить теплопроводность газообразного азота при давлении $p=250\cdot10^5$ Па и температуре 150 К, если известно, что при $p=10^5$ Па и $T=250$ К $\lambda_{N_2}=2{,}21\cdot10^{-2}$ Вт/(м·К) [88]. Критические параметры азота: $p_{кр}=3{,}29$ МПа, $T_{кр}=126{,}2$ К.

Решение. Воспользуемся методом соответственных состояний.

Приведенные температура $T_{пр}$ и давление $p_{пр}$, отвечающие заданному значению теплопроводности, составляют:

$$T_{пр}=T/T_{кр}=250/126{,}2=1{,}98;$$

$$p_{пр}=p/p_{кр}=1/32{,}9=0{,}034.$$

Из диаграммы, представленной на рис. 1.13, получаем $\lambda_{пр}=0{,}6$. Это дает возможность найти величину $\lambda_{кр}$:

$$\lambda_{кр}=\lambda/\lambda_{пр}=2{,}21\cdot10^{-2}/0{,}6\approx3{,}68\cdot10^{-2}\ \text{Вт/(м·К)}.$$

Для условий, при которых требуется определить теплопроводность азота,

$$T_{пр}=T/T_{кр}=150/126{,}2=1{,}19;$$

$$p_{пр}=p/p_{кр}=250/32{,}9=7{,}6.$$

Согласно рис. 1.13 $\lambda_{пр}=2{,}3$ и, следовательно, искомое значение коэффициента теплопроводности равно:

$$\lambda_{расч}=\lambda_{кр}\lambda_{пр}=3{,}68\cdot10^{-2}\cdot2{,}3\approx8{,}45\cdot10^{-2}\ \text{Вт/(м·К)}.$$

Экспериментальное значение коэффициента теплопроводности $\lambda_{эксп}=7{,}63\times10^{-2}$ Вт/(м·К). Полученное расхождение с рассчитанной величиной теплопроводности указывает на приближенный характер метода.

Пример 1.4. Определить количество теплоты q, отводимое от каждого килограмма сухого воздуха при его прохождении через теплообменный аппарат. Параметры воздуха на входе в аппарат: $t^{нач}=27$ °С, $t_м^{нач}=20$ °С; на выходе: $t^{кон}=5$ °С, $t_м^{кон}=4$ °С. В теплообменнике влага конденсируется на поверхности, температура которой поддерживается равной 1 °С.

Решение. В соответствии с рис. 1.25, построенным по I, x-диаграмме (см. рис. П.25 приложения), воздух, поступающий в теплообменник, имеет относительную влажность $\varphi_1=52\%$, абсолютное влагосодержание $d_1=12{,}2$ г/кг сухого воздуха и энтальпию $I_1=13{,}9$ ккал/кг (58,2 кДж/кг). На выходе из аппарата относительная влажность воздуха $\varphi_2=85\%$, абсолютное влагосодержание $d_2=4{,}6$ г/кг сухого воздуха, энтальпия $I_2=4{,}1$ ккал/кг (17,2 кДж/кг). Таким образом, в теплообменнике воздух теряет $\Delta d=d_1-d_2=7{,}6$ г/кг сухого воздуха. Тепловая нагрузка q определяется разностью энтальпий воздуха I_1-I_2 и энтальпией выделившейся из воздуха влаги (последняя составляет около 0,08% q):

$$q=58{,}2-17{,}2+0{,}0076\cdot4{,}19=41+0{,}03=41{,}03\ \text{кДж/кг}.$$

Пример 1.5. Вычислить приближенное значение динамической вязкости жидкого криптона при $T=134$ К и следующих параметрах: $N=6{,}023\cdot10^{26}$ 1/кмоль; $h=6{,}626\times10^{-34}$ Дж·с; $\mu=83{,}8$ кг/кмоль; $v=0{,}000434$ м^3/кг; $T_{кип}=119{,}8$ К.

Решение. Для определения вязкости жидкого криптона используем соотношение (1.80)

$$\eta=\frac{Nh}{\mu v}e^{3{,}8\,T_{кип}/T}=\frac{6{,}023\cdot10^{26}\cdot6{,}626\cdot10^{-34}}{83{,}8\cdot4{,}34\cdot10^{-4}}e^{3{,}8\cdot119{,}8/134}=3{,}3\cdot10^{-4}\ \text{кг/(м·с)}.$$

Экспериментальное значение вязкости равно $2{,}87\cdot10^{-4}$ Па·с [88].

Глава вторая

Рекуперативные теплообменные аппараты

Рекуперативные теплообменные аппараты представляют собой устройства, предназначенные для передачи теплоты от одного теплоносителя к другому через разделительную стенку с целью нагрева, охлаж-

дения, испарения, конденсации, плавления, а также других более сложных физико-химических процессов.

Рекуперативные аппараты работают, как правило, в стационарных условиях, так что направление теплового потока через поверхность теплообмена остается неизменным. Эти аппараты чрезвычайно широко используются в криогенной технике и являются обязательным элементом практически любой низкотемпературной установки.

2.1. Классификация

Основными типами рекуперативных теплообменников, различающихся по виду теплопередающей поверхности, являются прямотрубные, змеевиковые, витые, пластинчато-ребристые, сетчатые теплообменники. Конкретные схемы теплообменников показаны на рис. 2.1.

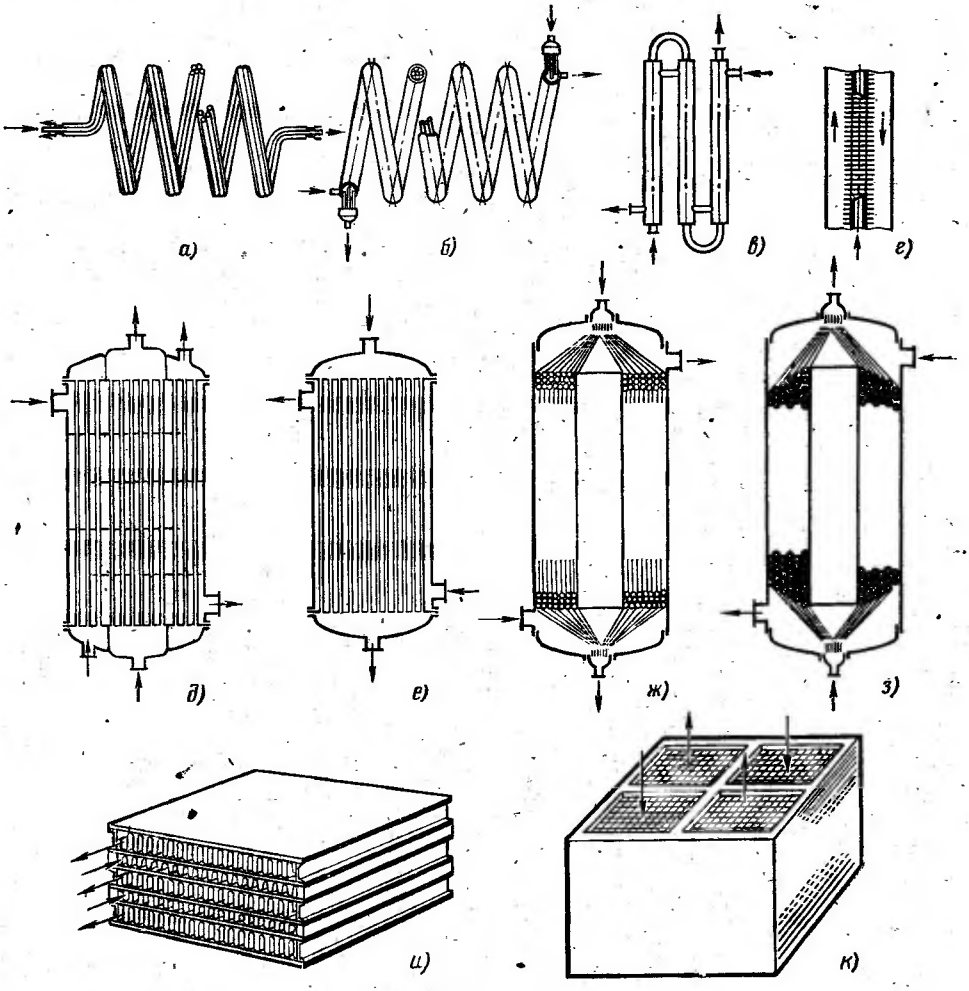


Рис. 2.1. Принципиальные схемы теплообменников.

а — из спаянных гладких трубок; *б* — змеевиковый; *в* — типа «труба в трубе»; *г* — из оребренных трубок; *д* — кожухотрубный двухсекционный с прямыми трубками и поперечными перегородками; *е* — кожухотрубный односекционный с прямыми трубками; *ж* — поперечноточный витой из гладких трубок; *з* — поперечноточный витой из ребристых трубок; *и* — пластинчато-ребристый; *к* — сетчатый.

В зависимости от взаимного направления потоков рабочих сред теплообменные аппараты подразделяются на (рис. 2.2.):

а) прямоточные;
б) противоточные;
в) с однократным перекрестным током;
г) с многократным перекрестным током;
д) со сложной схемой движения потоков.

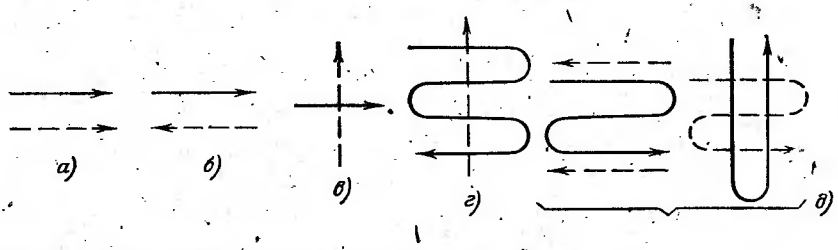


Рис. 2.2. Схемы взаимного движения потоков рабочих сред.
а — прямоток; *б* — противоток; *в* — однократный перекрестный ток; *г* — миогократный перекрестный ток; *д* — сложные схемы движения рабочих сред.

В зависимости от агрегатного состояния хладагентов аппараты делятся на жидкостно-жидкостные, газожидкостные и газо-газовые, при этом теплообменники могут работать как без изменения агрегатного состояния рабочих сред, так и с изменением агрегатного состояния одного или обоих хладагентов.

Поведение хладагентов с точки зрения наличия или отсутствия фазового перехода чаще всего определяет назначение того или иного теплообменника и дает возможность классифицировать их и по этому принципу. В частности, могут быть выделены подогреватели, охладители, испарители, конденсаторы, конденсаторы-испарители, осушители и т. д.

Большинство аппаратов газоразделительных установок, рефрижераторов и ожижителей эксплуатируется, как правило, в режиме, когда давление прямого потока существенно превышает давление обратного потока. В этом случае наблюдается заметное различие в значениях коэффициентов теплоотдачи с двух сторон разделительной стенки теплообменников, что делает целесообразным осуществление дополнительных мер, обеспечивающих увеличение интенсивности переноса теплоты с той стороны поверхности теплообмена, где коэффициент теплоотдачи имеет меньшее значение.

Одним из известных способов интенсификации теплоотдачи является увеличение скорости потока за счет повышения мощности привода соответствующего насоса, компрессора или вентилятора. Однако такой способ не всегда оказывается возможным или целесообразным.

Существенное повышение эффективности теплообменного аппарата может быть достигнуто за счет оребрения поверхностей нагрева. Поверхности нагрева с односторонним оребрением часто используются в кожухотрубчатых и витых теплообменниках.

Существует большое число способов оребрения поверхностей нагрева. На рис. 2.3 изображены, например, некоторые выпускаемые промышленностью типы оребренных поверхностей [73, 75].

При низких значениях коэффициентов теплоотдачи с обеих сторон разделительной стенки теплообменника в целях повышения компактности аппарата часто используют двустороннее оребрение. Наиболее

совершенным типом аппаратов с двухсторонним оребрением поверхностей нагрева являются пластинчато-ребристые теплообменники, получившие в низкотемпературных установках в последние годы широкое распространение. Конструктивные формы пластинчато-ребристых теплообменников весьма разнообразны. Однако все они набираются из пакетов, в каждом из которых чередуются плоские и гофрированные листы тонкого металла. Плоские листы и дополнительная гофрированная

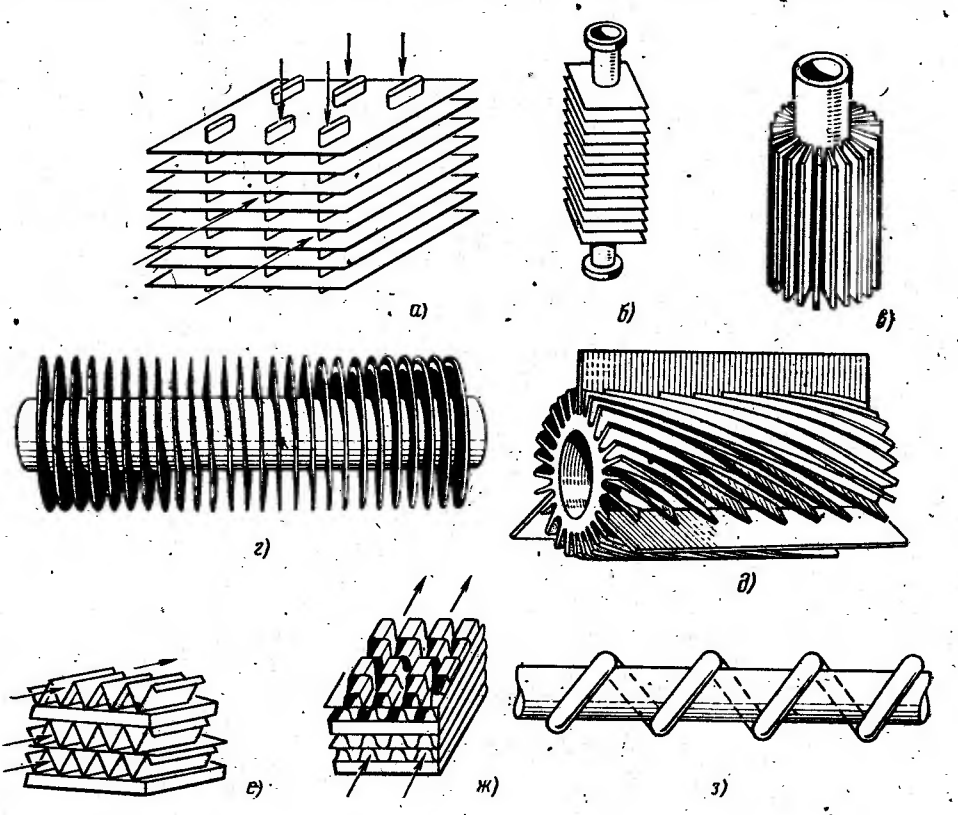


Рис. 2.3. Способы оребрения труб.

а — пучок из плоских трубок с общими ребрами; *б* — трубка с оребрением прямоугольными шайбами; *в* — трубка с продольными ребрами; *г* — трубка с круглыми ребрами; *д* — трубка с многозаходными спиральными ребрами; *е, ж* — элементы пластинчато-ребристых теплообменников; *з* — трубка с проволочным оребрением.

поверхность, выполняющая роль оребрения, изготавливаются из меди, алюминия и некоторых других высокотеплопроводных сплавов. В различных теплообменниках и даже в одном и том же аппарате могут быть использованы различные типы оребрения.

Весьма перспективным способом интенсификации теплообмена со стороны кипящей жидкости в конденсаторах-испарителях является использование пористого покрытия поверхности нагрева.

Решение вопроса о применении в конкретной установке теплообменного аппарата того или иного типа обычно зависит от целого ряда взаимосвязанных обстоятельств. Главными требованиями, предъявляемыми в этих случаях к теплообменному аппарату, являются соблюдение заданных условий процесса, высокая производительность и эконо-

мичность работы, малая масса, компактность, простота конструкции, надежность работы и удобство эксплуатации.

Первое требование — соблюдение заданных условий процесса — применительно к теплообменникам криогенных систем сводится по существу к необходимости обеспечения работы на заданном уровне температур и давлений рабочих сред и возможности регулирования этих параметров.

Высокая производительность теплообменного аппарата достигается соответствующим выбором скоростей рабочих сред, соответствующей конфигурацией поверхности нагрева, обеспечением по возможности более близких друг к другу значений коэффициентов теплоотдачи по обе стороны поверхности теплообмена, предупреждением загрязнения этой поверхности. В аппаратах, работающих с изменением агрегатного состояния хладагентов, большое значение имеет исключение факторов, ухудшающих конденсацию или кипение (удаление неконденсирующихся газов, обеспечение циркуляции кипящей жидкости, выбор соответствующих мест подвода и отвода пара и т. д.).

Малая масса, компактность, простота конструкции, надежность работы и удобство эксплуатации обеспечиваются посредством осуществления ряда мер, среди которых можно отметить надлежащий выбор конфигурации и компоновки поверхности нагрева, обеспечение необходимых уплотнений, унификацию деталей аппаратов, компенсацию температурных удлинений, удобство контроля за работой аппарата и пр.

2.2. Расчет теплообменных аппаратов. Уравнения теплового баланса и теплопередачи

В инженерной практике используются два типа тепловых расчетов теплообменников — конструктивный и поверочный.

Конструктивный тепловой расчет связан с проектированием новых аппаратов и имеет конечной целью определение поверхности теплообмена, обеспечивающей необходимую теплопроизводительность при заданных температурах и расходах рабочих сред. Для выполнения конструктивного расчета исходя из опыта эксплуатации существующих криогенных установок или на основании результатов опытно-конструкторских разработок и проведенных испытаний необходимо выбрать тип аппарата, его конструктивную схему, схему относительного движения потоков, материалы для изготовления отдельных конструктивных элементов.

Кроме того, требуется задаться некоторыми величинами. К ним относятся характерные размеры теплопередающей поверхности (например, диаметр труб и геометрия оребрения), скорости движения рабочих сред, участвующих в теплообмене, ориентировочные значения гидравлических сопротивлений и т. п.

Тепловой расчет, в результате которого требуется определить теплопроизводительность и конечные температуры потоков теплообменного аппарата, конструкция и поверхность нагрева которого известны, называется *поверочным тепловым расчетом.*

Такие расчеты обычно проводятся, когда необходимо выяснить возможность использования серийно выпускаемых теплообменников в условиях, отличных от расчетных.

Как конструктивные, так и поверочные тепловые расчеты аппаратов сводятся к совместному решению уравнений теплового баланса и теплопередачи.

В задачу *гидравлического расчета* аппаратов входит определение гидравлических сопротивлений и энергетических затрат на обеспечение заданного расхода рабочих сред. Скорости движения рабочих сред при этом выбираются такими, чтобы потери давления не превышали допустимых значений, определяемых проектным заданием. Последнее обстоятельство часто вынуждает задаваться достаточно низкими значениями скоростей газа (относительные затраты энергии на перекачку жидкостей, как правило, невелики). Так, при $p \approx 0{,}1$ МПа скорости газа $w_г$ обычно не превышают 10—30 м/с. С ростом давления значения скоростей выбираются меньшими, и при $p \approx 20$ МПа они в большинстве случаев не превышают 1—1,5 м/с. Естественно, что малые скорости газообразных сред вместе с их плохой теплопроводностью приводят к низким удельным тепловым нагрузкам теплообменников. Это вынуждает увеличивать площадь поверхности теплообмена, стремясь к возможно большему отношению ее к объему аппарата.

При оценке качества теплообменных аппаратов и проведении их тепловых расчетов используются следующие характеристики:

Компактность теплообменника

$$S_т = F_{то}/V_{то}, \qquad (2.1)$$

где $F_{то}$ — площадь поверхности теплообмена аппарата; $V_{то}$ — объем аппарата.

Эффективность теплообменника

$$\varepsilon_т = \frac{Q}{Q_{макс}} = \frac{W_т (T'_т - T''_т)}{W_{мин} (T'_т - T'_х)} = \frac{W_х (T''_х - T'_х)}{W_{мин} (T'_т - T'_х)}, \qquad (2.2)$$

где $W = Gc_p$ — водяной эквивалент хладагента; $T'_х$, $T'_т$ — температуры холодного и теплого потоков на входе; $T''_х$, $T''_т$ — температуры холодного и теплого потоков на выходе.

Эффективность $\varepsilon_т$ выражает соотношение между фактически переданным количеством теплоты Q и тем максимальным количеством теплоты $Q_{макс}$, которое могло бы быть передано в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечно большой площадью поверхности теплопередачи F.

Величина $\varepsilon_т$ однозначно связана с потерей $q_{нед}$ от температурной недорекуперации $\Delta T_{нед}$, равной разности температур $T'_т - T''_х$ между потоками на теплом конце теплообменного аппарата. Действительно, при условии $W_{мин} = W_х$, как следует из (2.2); температурная недорекуперация равна

$$\Delta T_{нед} = (1 - \varepsilon_т)(T'_т - T'_х),$$

и тогда удельная потеря (на 1 кг хладагента) $q_{нед}$ составит:

$$q_{нед} = c_p \Delta T_{нед} = c_p (1 - \varepsilon_т)(T'_т - T'_х).$$

Очевидно, что только при высоких значениях $\varepsilon_т$ (малой потере $q_{нед}$) можно говорить об эффективности установки в целом. Значение $\varepsilon_т$ для теплообменных аппаратов криогенной техники обычно составляет 0,94—0,98.

Необходимо отметить, что эффективность $\varepsilon_т$, являясь тепловой характеристикой, не учитывает ряд других факторов, определяющих качество теплообменников (например, потери давления потоков, массогабаритные показатели).

Число единиц переноса (ЧЕП) или (NTU):

$$\text{ЧЕП} = \frac{1}{W_{\text{мин}}} \int_F k\,dF = \frac{k_{\text{ср}} F}{W_{\text{мин}}}. \qquad (2.3)$$

Число единиц переноса характеризует изменение температуры хладагента с минимальным значением водяного эквивалента $W_{\text{мин}}$, приходящееся на единичный температурный напор.

Уравнение теплового баланса. В теплообменном аппарате более нагретый поток отдает теплоту менее нагретому потоку. Этому процессу сопутствуют теплопритоки из окружающей среды $Q_{\text{о.с}}$, приводящие к нежелательному повышению температуры прямого (теплого) потока на выходе из теплообменника. Теплопритоки зависят от температурного уровня, при котором реализуется теплообмен, качества изоляции, площади внешней поверхности теплообменника.

При неизменном массовом расходе количество теплоты, отданное одним и воспринятое другим хладагентом, определяется соотношением

$$dQ = G\,di, \qquad (2.4)$$

или при конечных измеиениях энтальпии

$$Q = G \int_{i'}^{i''} di = G(i' - i''). \qquad (2.5)$$

Без учета притоков теплоты из окружающей среды уравнение теплового баланса для двухпоточного теплообменного аппарата в соответствии с (2.5) имеет вид:

$$G_{\text{т}}(i'_{\text{т}} - i''_{\text{т}}) = G_{\text{х}}(i''_{\text{х}} - i'_{\text{х}}). \qquad (2.6)$$

Для теплообменников, работающих без изменения агрегатного состояния рабочих сред, с учетом $di = c_p dt$ и $c_p = \text{const}$ получаем:

$$G_{\text{т}} c_{p_{\text{т}}} (T'_{\text{т}} - T''_{\text{т}}) = G_{\text{х}} c_{p_{\text{х}}} (T''_{\text{х}} - T'_{\text{х}}). \qquad (2.7)$$

В тепловых расчетах часто используют упомянутую ранее величину $Gc_p = W$, Вт/К, называемую водяным эквивалентом и являющуюся полной теплоемкостью массового расхода хладагента, не изменяющего в процессе теплообмена своего агрегатного состояния.

Если уравнение (2.7) записать в виде

$$\frac{W_{\text{т}}}{W_{\text{х}}} = \frac{T''_{\text{х}} - T'_{\text{х}}}{T'_{\text{т}} - T''_{\text{т}}} = \frac{\delta t_{\text{х}}}{\delta t_{\text{т}}}, \qquad (2.8)$$

то становится очевидиым, что при отсутствии фазовых переходов в потоках отношение водяных эквивалентов обратно пропорционально отношению изменеиий температур потоков.

При изменении агрегатного состояния хладагента водяной эквивалент $W = \infty$, поэтому в процессе теплообмена температура потока остается неизменной ($\delta t = 0$).

Уравнение теплопередачи. Для элемента dF теплопередающей поверхности справедливо соотношение

$$dQ = k\Delta T\,dF, \qquad (2.9)$$

где ΔT — локальный (для данного элемента теплопередающей поверхности) температурный напор между потоками; k — коэффициент теплопередачи.

Общее количество теплоты, переданное в теплообменнике, определяется интегралом выражения (2.9).

Если положить k=const, что является не очень грубым допущением, то

$$Q = k\left(\frac{1}{F}\int_0^F \Delta T\, dF\right)F = k\Delta\overline{T}F, \qquad (2.10)$$

где $\Delta\overline{T} = \frac{1}{F}\int_0^F \Delta T\, dF$ — средний по поверхности нагрева F (среднеинтегральный) температурный напор.

Из (2.10) следует, что $F = Q/(k\Delta\overline{T})$.

Обычно при конструктивных расчетах тепловая нагрузка Q известна и задача определения площади F сводится по существу к нахождению коэффициента теплопередачи k и среднего по поверхности нагрева температурного напора $\Delta\overline{T}$.

2.3. Коэффициент теплопередачи

Для вычисления коэффициента теплопередачи k, Вт/(м²·К), необходимо, как известно, располагать значениями коэффициентов теплоотдачи со стороны греющего $\alpha_т$ и нагреваемого $\alpha_х$ потоков, а также термического сопротивления теплопередающей поверхности δ/λ (для однослойной стенки) или $\sum_{i=1}^{n}(\delta_i/\lambda_i)$ (для многослойной стенки).

Плоская теплопередающая стенка. Для однослойной стенки толщиной $\delta_{ст}$ без загрязнений на теплопередающей поверхности соотношение для коэффициента теплопередачи записывается в виде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_т} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_х}}. \qquad (2.11)$$

Расчет коэффициента теплопередачи многослойной стенки, на поверхности которой при работе теплообменного аппарата образуются различного рода загрязнения (оксидные пленки, коррозия и т. п.), осуществляется по уравнению

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_т} + \sum_{i=1}^{n}(\delta_i/\lambda_i) + 1/\alpha_х + R_{заг}}, \qquad (2.12)$$

где $R_{заг}$ — термическое сопротивление, учитывающее загрязнение с обеих сторон теплопередающей поверхности, м²·К/Вт:

Как правило, при расчете теплообменников $R_{заг}$ выбирается по опыту эксплуатации аналогичного теплообменного оборудования.

Цилиндрическая теплопередающая стенка. В случае цилиндрической теплопередающей стенки для расчета коэффициента теплопередачи k используется формула [45]

$$k = \frac{1}{d_{ср}\left[(1/\alpha_{вн}d_{вн}) + 1/(2\lambda_{ст})\ln(d_н/d_{вн}) + (1/\alpha_н d_н)\right] + R_{заг}}, \qquad (2.13)$$

где $\alpha_{вн}$, $\alpha_н$ — коэффициенты теплоотдачи соответственно с внутренней и наружной стороны трубы, Вт/(м²·К); $d_{вн}$, $d_н$ — внутренний и наружный диаметры цилиндрической стенки, м.

При вычислении $d_{ср}$ учитывают следующее:

$$\alpha_{вн} \gg \alpha_н \quad d_{ср} = d_н; \quad \alpha_{вн} \approx \alpha_н \quad d_{ср} = 0{,}5(d_{вн} + d_н);$$

$$\alpha_{вн} \ll \alpha_н \quad d_{ср} = d_{вн}.$$

Ребристая теплопередающая поверхность. В теплообменных аппаратах криогенной техники наиболее широкое распространение получили оребренные поверхности нагрева.

Применение оребренных поверхностей нагрева повышает компактность теплообменных аппаратов, приводит к существенному снижению их массы, но несколько увеличивает гидравлическое сопротивление. Поэтому вопрос о целесообразном типе оребрения должен обсуждаться с учетом и технико-экономических соображений.

Под *эффективностью (КПД) ребра* $\eta_р$ (рис. 2.4) понимают отношение средней разности температур ребра и окружающей среды к разности температур поверхности, несущей оребрение (поверхности основания), и окружающей среды:

$$\eta_р = \frac{\int_0^{F_р} (T_р - T_{о.с})\, dF}{(T_{осн} - T_{о.с})\, F_{р1}}, \qquad (2.14)$$

где $T_р$ — температура в данной точке ребра; $T_{осн}$ — температура поверхности основания; $T_{о.с}$ — температура окружающей среды; $F_{р1}$ — площадь полной поверхности единичного ребра.

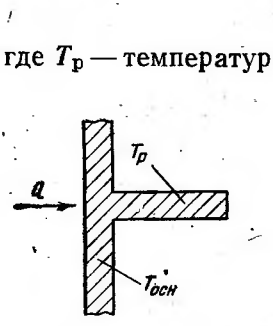


Рис. 2.4. К понятию эффективности (КПД) оребренной поверхности.

Величиину $\eta_р$ можно определить так же, как отношение количества теплоты, переданного данным конкретным ребром, к количеству теплоты, которое было бы передано некоторым идеальным ребром, если бы температура по всей его поверхности была бы одинакова и равна температуре основания. Последнее определение становится понятным, если при анализе соотношения (2.14) умножить числитель на средний коэффициент теплоотдачи, отнесенный к поверхности ребра, а знаменатель на средний коэффициент теплоотдачи, отнесенный к поверхности основания, и затем принять эти коэффициенты теплоотдачи одинаковыми.

Эффективность одиночного ребра, естественно, отличается от эффективности оребренной поверхности в целом, так как любая оребренная поверхность имеет участки, не занятые ребрами, эффективность которых равна единице.

Под *эффективностью оребренной поверхности* η_0 понимают отношение количества теплоты, передаваемого данной поверхностью, к количеству теплоты, которое было бы передано некоторой идеальной поверхностью, если бы температура по всей этой поверхности была одинаковой и равной температуре основания ребер.

Если обозначить через q_1 плотность теплового потока, передаваемого идеальной поверхностью, имеющей температуру основания, а через $q_р$—

плотность теплового потока, передаваемого ребром, то

$$\eta_0 = \frac{q_р F_р + q_1 (F_{полн} - F_р)}{q_1 F_{полн}} = 1 - \frac{F_р (q_1 - q_р)}{q_1 F_{полн}}$$

или

$$\eta_0 = 1 - \frac{F_р}{F_{полн}} (1 - \eta_р), \qquad (2.15)$$

где $F_р$, $F_{полн}$ — площади поверхности ребра и полной теплопередающей поверхности соответственно.

Исследования эффективности оребренных поверхностей, проведенные К. А. Гарднером, позволили построить графики для определения $\eta_р$ различных ребер в зависимости от теплопроводности материала ребер и интенсивности теплоотдачи. На рис. 2.5 приведена зависимость эффективности ребер различной конфигурации для плоской оребренной поверхности от безразмерного комплекса $lm = l\sqrt{2\alpha/(\lambda\delta)}$, где l — высота ребра, м; α — средний по поверхности ребра коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); λ — коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К); δ — толщина ребра у основания, м. Кривая A соответствует прямому ребру постоянной толщины; кривая B — ребру, толщина которого увеличивается от вершины к основанию пропорционально $(x/l)^{0,5}$, где x — расстояние, измеренное от вершины; кривая C — ребру, имеющему в сечении форму треугольника; кривые $Д$ и E — ребрам, толщина которых увеличивается пропорционально $(x/l)^{3/2}$ и $(x/l)^2$ соответственно.

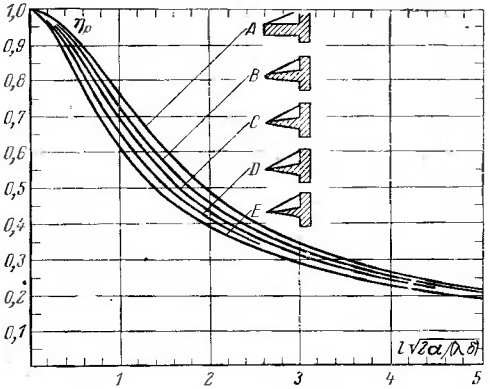


Рис. 2.5. Эффективность (КПД) прямых ребер различной конфигурации [75].

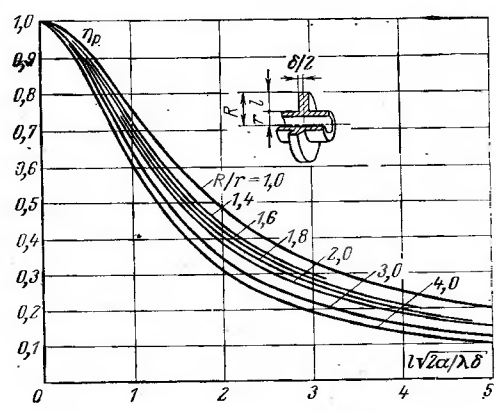


Рис. 2.6. Эффективность (КПД) круглых ребер постоянной толщины [75].

С достаточной степенью точности для плоских оребренных поверхностей эффективность ребра $\eta_р$ может быть определена аналитически по формуле, полученной для ребер прямоугольного сечения:

$$\eta_р = \text{th}\, ml/(ml). \qquad (2.16)$$

Параметр ребра m вычисляется по соотношению

$$m = \sqrt{\alpha П/(\lambda F)}, \qquad (2.17)$$

где П — периметр ребра, м; F — площадь сечения ребра, м².

Семейство кривых, характеризующих эффективность круглых ребер постоянной толщины на цилиндрических поверхностях нагрева, представлено на рис. 2.6. Каждая из кривых соответствует определенному отношению радиусов ребра и трубы R/r. Аналогичные зависимости для круглых ребер трапецеидального сечения показаны на рис. 2.7.

Определение указанным способом эффективности одиночных ребер η_p позволяет с помощью соотношения (2.15) рассчитать эффективность оребренной поверхности η_0 в целом и перейти затем к определению коэффициента теплопередачи.

Уравнение теплопередачи (2.10) для поверхностей нагрева, имеющих сложную геометрию, может быть записано по-разному. В частности,

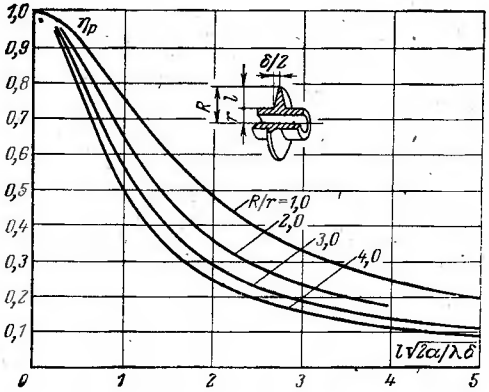


Рис. 2.7. Эффективность (КПД) круглых ребер трапецеидального сечения [75].

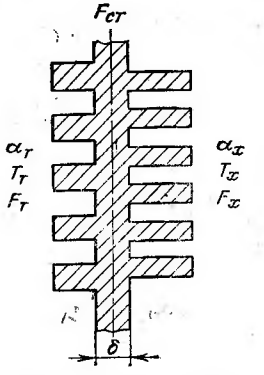


Рис. 2.8. К определению коэффициентов теплопередачи оребренной поверхности.

количество передаваемой через стенку теплоты относят либо к стороне, омываемой теплым потоком, либо к стороне, омываемой холодным потоком.

В первом случае уравнение (2.10) записывается в виде

$$Q=k_т\Delta\bar{T}F_т, \tag{2.18}$$

во втором

$$Q=k_x\Delta\bar{T}F_x. \tag{2.19}$$

Передаваемый тепловой поток Q может быть также отнесен к некоторому, удобному для расчета сечению теплопередающей стенки $F_{ст}$, тогда

$$Q=k_{ст}\Delta\bar{T}F_{ст}. \tag{2.20}$$

Все три формы записи уравнения теплопередачи равнозначны, однако значения подставляемых в них коэффициентов теплопередачи, естественно, должны быть разными.

Очевидно, что $k_тF_т=k_{ст}F_{ст}=k_xF_x$.

Рассмотрим в качестве примера наиболее общий случай, когда теплопередающая поверхность оребрена с двух сторон (рис. 2.8). При этом для простоты будем считать, что температура по поверхности ребер не

меняется. Обозначения необходимых величин даны на рисунке. Тогда

$$\left.\begin{aligned} Q &= \alpha_т F_т (T_т - T_1); \\ Q &= \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} F_{ст} (T_1 - T_2); \\ Q &= \alpha_х F_х (T_2 - T_х), \end{aligned}\right\} \qquad (2.21)$$

отсюда

$$\left.\begin{aligned} T_т - T_1 &= Q/(\alpha_т F_т); \\ T_1 - T_2 &= Q\delta_{ст}/(\lambda_{ст} F_{ст}); \\ T_2 - T_х &= Q/(\alpha_х F_х). \end{aligned}\right\} \qquad (2.22)$$

Суммируя уравнения (2.22), получаем:

$$T_т - T_х = Q\left(\frac{1}{\alpha_т F_т} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст} F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_х F_х}\right). \qquad (2.23)$$

Из (2.18) следует, что $T_т - T_х = Q/(k_т F_т)$. Приравнивая правые части уравнений, получаем:

$$\frac{1}{k_т} = \frac{1}{\alpha_т} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст} F_{ст}/F_т} + \frac{1}{\alpha_х F_х/F_т}. \qquad (2.24)$$

С учетом эффективности оребрения $\eta_{0т}$ и $\eta_{0х}$ (т. е. по существу с учетом неизотермичности ребер по их длине) уравнение (2.24) преобразуется к виду

$$\frac{1}{k_т} = \frac{1}{\alpha_т \eta_{0т}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст} F_{ст}/F_т} + \frac{1}{\alpha_х \eta_{0х} F_х/F_т}. \qquad (2.25)$$

Аналогично для коэффициентов теплопередачи, отнесенных к другим поверхностям, можно получить:

$$\frac{1}{k_х} = \frac{1}{\alpha_т \eta_{0т} F_т/F_х} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст} F_{ст}/F_х} + \frac{1}{\alpha_х \eta_{0х}}; \qquad (2.26)$$

$$\frac{1}{k_{ст}} = \frac{1}{\alpha_т \eta_{0т} F_т/F_{ст}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_х \eta_{0х} F_х/F_{ст}}. \qquad (2.27)$$

Величины $F_т/F_{ст}$ и $F_х/F_{ст}$ носят название *коэффициентов оребрения* соответственно с теплой и холодной сторон теплопередающей поверхности.

Определение значений коэффициентов теплоотдачи $\alpha_т$ и $\alpha_х$, входящих в выражения для коэффициентов теплопередачи (2.25)—(2.27), рассматривается в последующих параграфах настоящей главы.

В теплообменных аппаратах криогенных установок, как правило, применяются тонкостенные элементы, изготовленные из высокотеплопроводных материалов и обладающие вследствие этого малым термическим сопротивлением. Поэтому без заметного снижения точности расчетов вторыми членами в уравнениях (2.25)—(2.27) практически всегда можно пренебречь.

Для определения значений $\alpha_т$, $\alpha_х$ и k необходимо располагать некоторыми геометрическими характеристиками теплопередающей поверхности. Обычно в инженерной практике этими характеристиками задаются, т. е. по существу выбирают тип аппарата и необходимые для расчета размеры элементов поверхности нагрева, из которых он компонуется. Особенности расчета теплообменников с развитыми поверхностями нагрева подробно рассмотрены в монографиях [50, 75], снабженных большим объемом справочной информации в виде таблиц и графиков, необходимых для выполнения тепловых и гидравлических расчетов.

2.4. Средний температурный напор

Методы вычисления средней по теплопередающей поверхности разности температур $\Delta\bar{T}$ между потоками греющего и нагреваемого теплоносителей различны и зависят от конкретных условий процесса теплообмена.

Двухпоточный теплообменник (k=const, c_p=const). Очевидно, что записанные условия постоянства коэффициента теплопередачи и тепло-

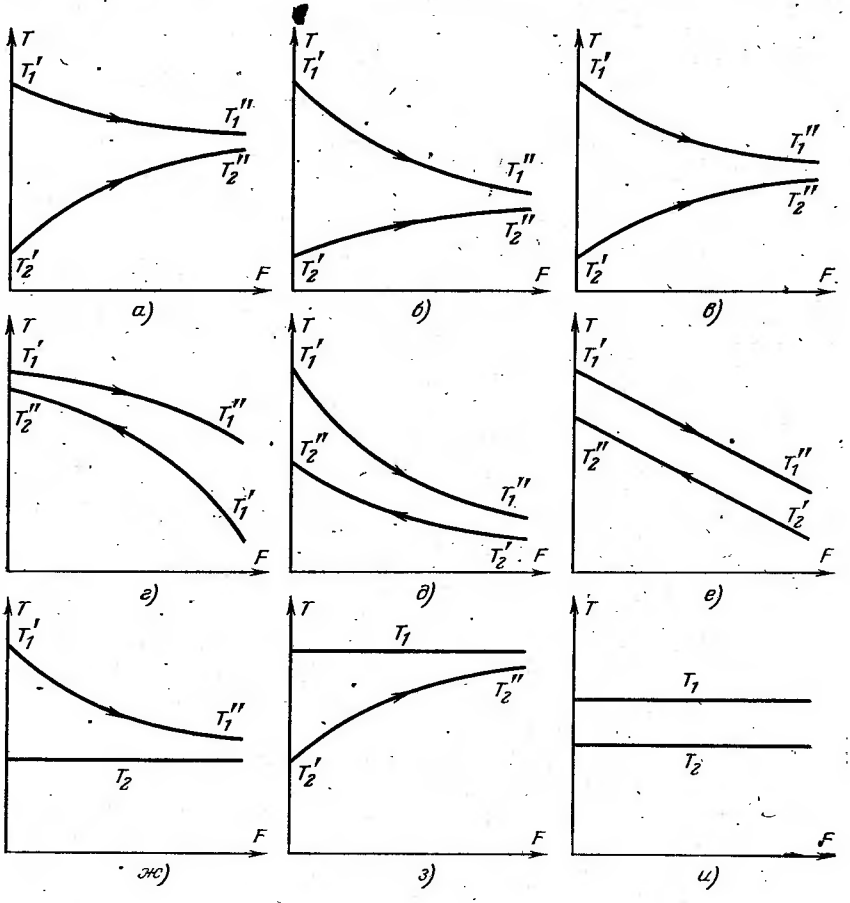


Рис. 2.9. Характер изменения температур потоков вдоль поверхности нагрева. Прямоток: *а* — $W_1>W_2$; *б* — $W_1<W_2$; *в* — $W_1=W_2$; противоток: *г* — $W_1>W_2$; *д* — $W_1<W_2$; *е* — $W_1=W_2$; *ж* — испаритель ($W_2=\infty$); *з* — конденсатор ($W_1=\infty$); *и* — испаритель-конденсатор ($W_1=W_2=\infty$).

емкостей сред, участвующих в теплообмене, приближенно выполняются в случаях, когда изменение температуры потоков в теплообменном аппарате относительно невелико (теплоемкость c_p в практических расчетах можно считать постоянной, если ее значение в процессе нагрева или охлаждения теплоносителя меняется менее чем на 10%). Средний температурный напор в этом случае является функцией лишь схемы движения потоков и значений их температур на входе в аппарат и выходе из него.

Как известно, наиболее простыми схемами движения рабочих сред в теплообменниках являются чистый прямоток и чистый противоток. Характер изменения температур потоков вдоль поверхности теплообмена при различных соотношениях водяных эквивалентов $W_т$ и $W_х$ для этих случаев показан на рис. 2.9.

Выражения для расчета среднеинтегрального температурного напора в указанных случаях несложно получить аналитически следующим образом.

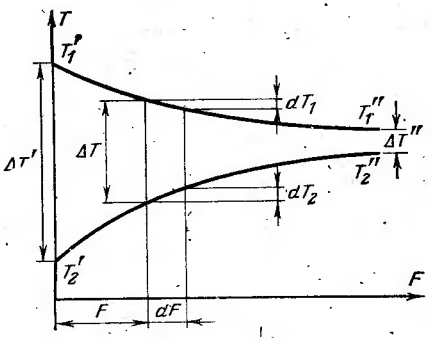


Рис. 2.10. К расчету среднего температурного напора.

Рассмотрим, например, кривые изменения температур рабочих сред вдоль поверхности теплообменного аппарата, работающего по схеме чистого прямотока (рис. 2.10) [64]. Рабочие среды при движении вдоль элемента поверхности обмениваются теплотой так, что температура холодного потока повышается на dT_2, а температура теплого потока уменьшается на dT_1.

При этом без учета теплопритоков

$$dQ = W_2 dT_2 = -W_1 dT_1,$$

а изменение температурного напора

$$d(\Delta T) = d(T_1 - T_2) = dT_1 - dT_2 = -\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}\right) dQ = -m\,dQ, \qquad (а)$$

где

$$m = 1/W_1 + 1/W_2.$$

Поскольку для элемента теплопередающей поверхности dF

$$dQ = k\Delta T\ dF,$$

то

$$d(\Delta T) = -mk\Delta T\ dF$$

или

$$d(\Delta T)/\Delta T = -mk\ dF.$$

Принимая m и k постоянными и интегрируя последнее выражение, получаем:

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

или

$$\ln(\Delta T/\Delta T') = -mkF, \qquad (б)$$

откуда

$$\Delta T = \Delta T' e^{-mkF}, \qquad (в)$$

где ΔT — локальный температурный напор, отнесенный к элементу поверхности dF.

Средняя разность температур между двумя потоками рабочих сред определяется с учетом (2.10) как

$$\Delta\bar{T}=\frac{1}{F}\int_0^F \Delta T\,dF=\frac{1}{F}\int_0^F \Delta T' e^{-mkF}dF=\frac{\Delta T'}{-mkF}(e^{-mkF}-1). \qquad (г)$$

Подставляя в (г) значение mkF из (б) и e^{-mkF} из (в) и полагая, что в конце поверхности нагрева $\Delta T=\Delta T''$, получаем:

$$\Delta\bar{T}=\Delta T_{лог}=\frac{\Delta T'}{\ln(\Delta T''/\Delta T')}\left(\frac{\Delta T''}{\Delta T'}-1\right)=\frac{\Delta T''-\Delta T'}{\ln(\Delta T''/\Delta T')}. \qquad (2.28)$$

Температурный напор, найденный по формуле (2.28), обычно называют *среднелогарифмическим* и обозначают символом $\Delta T_{лог}$.

Аналогичным образом выводится формула для случая противоточной схемы движения хладагентов

$$\Delta\bar{T}=\Delta T_{лог}=\frac{(T'_1-T''_2)-(T''_1-T'_2)}{\ln\dfrac{T'_1-T''_2}{T''_1-T'_2}}. \qquad (2.29)$$

Очевидно, что при противотоке для условия $W_1=W_2$ температурный напор по всей длине поверхности постоянен (см. рис. 2.9,*е*) и равен:

$$\Delta\bar{T}=T'_1-T''_2=T''_1-T'_2. \qquad (2.30)$$

Если больший температурный напор между рабочими средами на концах теплообменника обозначить через $\Delta T_б$, а меньший — через $\Delta T_м$, то соотношения (2.28) и (2.29) можно свести к виду

$$\Delta T_{лог}=\frac{\Delta T_б-\Delta T_м}{\ln(\Delta T_б/\Delta T_м)}=\frac{\Delta T_б-\Delta T_м}{2{,}3\lg(\Delta T_б/\Delta T_м)}. \qquad (2.31)$$

На рис. 2.11 представлена номограмма для определения среднелогарифмического температурного напора при прямотоке и противотоке [100].

Так как условия $k=\text{const}$ и $c_p=\text{const}$ в реальных теплообменных аппаратах точно не выполняются, то и значение $\Delta\bar{T}$, вычисленное по формуле (2.31), следует рассматривать как приближенное.

При условии $\Delta T_б/\Delta T_м\leqslant 1{,}7$ соотношение (2.31) с погрешностью, не превышающей 3%, можно заменить выражением для *среднеарифметического* температурного напора

$$\Delta T_{ар}=\frac{1}{2}(\Delta T_б+\Delta T_м). \qquad (2.32)$$

Во многих теплообменных аппаратах имеют место более сложные, чем чистые прямоток и противоток, схемы взаимного движения хладагентов. Для этих случаев средний температурный напор может быть рассчитан по формуле

$$\Delta\bar{T}=\frac{(T'_1-T''_2)-(T''_1-T'_2)}{\ln\dfrac{T'_1-T''_2}{T''_1-T'_2}}\varepsilon_{\Delta T}=\Delta\bar{T}_{противо}\varepsilon_{\Delta T}, \qquad (2.33)$$

где $\varepsilon_{\Delta T}$ — поправка, зависящая от значений вспомогательных величин P и R и схемы движения потоков.

Значение этой поправки определяется с помощью графиков, показанных на рис. 2.12 и в приложении (рис. П.27—П.30).

Вспомогательные величины P и R определяются по формулам:

$$P = \frac{T''_2 - T'_2}{T'_1 - T'_2} = \frac{\delta T_2}{\Delta T_{макс}}; \qquad (2.34)$$

$$R = \frac{T'_1 - T''_1}{T''_2 - T'_2} = \frac{\delta T_1}{\delta T_2}. \qquad (2.35)$$

В теплообменных аппаратах криогенной техники весьма часто применяется сложная схема движения рабочих сред — движение с противоточно-перекрестным током (рис. 2.13). Эта схема позволяет получать более низкие температуры охлаждаемого хладагента по сравнению

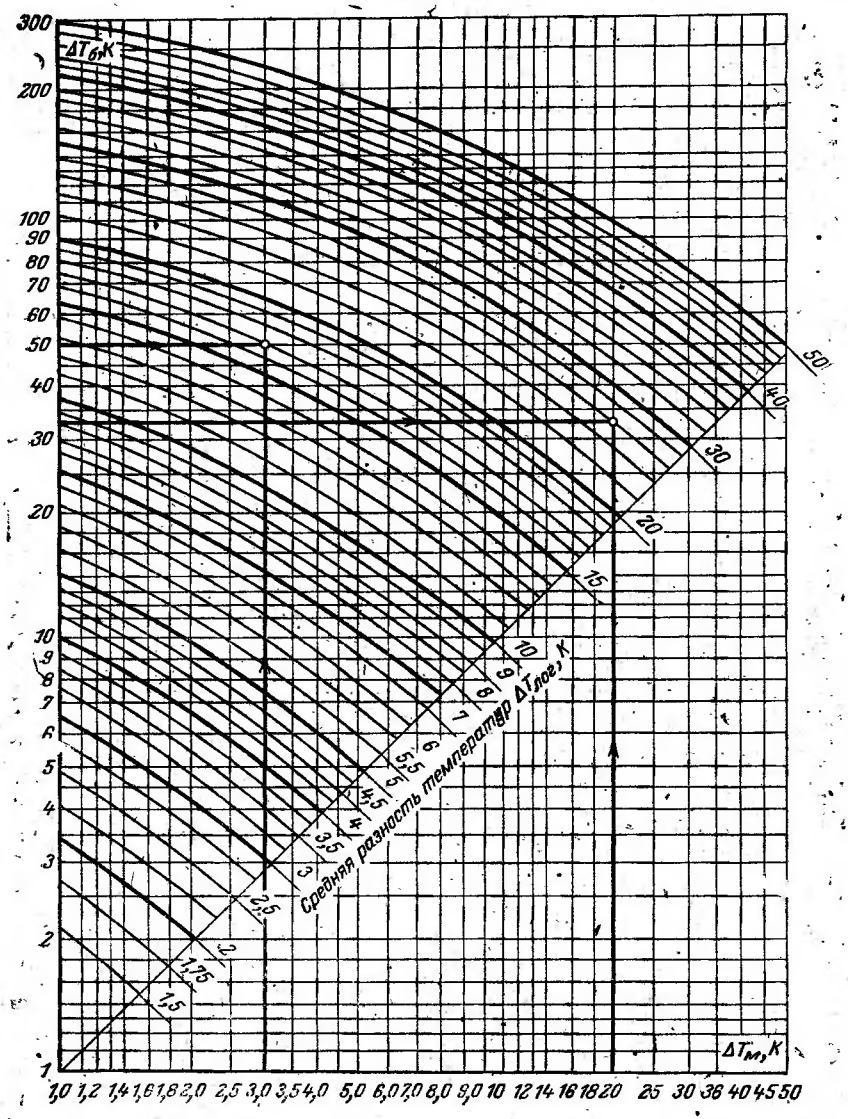


Рис. 2.11. Номограмма для определения среднелогарифмического температурного напора при прямотоке и противотоке.

с прямоточной. При числе ходов более пяти аппараты с указанной схемой движения рабочих сред могут рассчитываться как чисто противоточные.

Двухпоточный теплообменник (k=const, $c_p \neq$const). В низкотемпературных установках широко используются теплообменные аппараты, в которых изменение температуры каждого из газообразных потоков достаточно велико (часто более 150 К). Очевидно, что в этом случае принимать условие c_p=const и использовать полученные выше выраже-

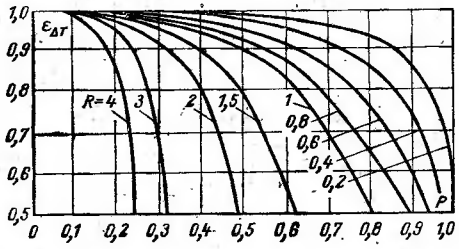


Рис. 2.12. Зависимость поправки $\varepsilon_{\Delta T}$ от параметров P и R при многократном перекрестном токе.

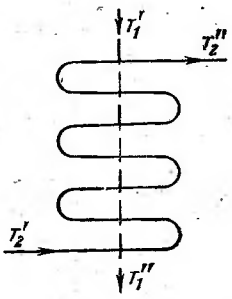


Рис. 2.13. Противоточно-перекрестная схема движения рабочих сред.

ния для среднелогарифмической разности температур нельзя. Следует отметить при этом, что наиболее сильная зависимость теплоемкости рабочих сред от температуры наблюдается вблизи кривой насыщения и особенно в околокритической области (см. § 1.1). Аналитический вывод соотношения для среднеинтегральной разности температур $\Delta\bar{T} = \frac{1}{F}\int_F \Delta T\, dF$ при условии переменной теплоемкости теплоносителей, в особенности для многопоточных теплообменников, крайне затруднителен. В связи с этим на практике для определения среднеинтегрального температурного напора $\Delta\bar{T}$ используют метод графического интегрирования. Рассмотрим суть этого метода применительно к нашему случаю.

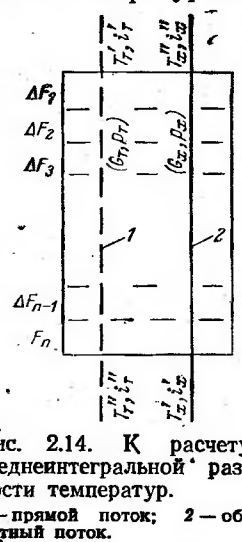


Рис. 2.14. К расчету среднеинтегральной разности температур.
1 — прямой поток; *2* — обратный поток.

Пусть в двухпоточном теплообменном аппарате осуществляется теплообмен между прямым потоком газа высокого давления и обратным потоком газа низкого давления (рис. 2.14). Энтальпия газа прямого потока изменяется от $i'_т$ до $i''_т$, а энтальпия газа обратного потока — от $i''_х$ до $i'_х$. Тогда уравнение теплового баланса имеет вид:

$$G_т(i'_т - i''_т) + Q_{о.с} = G_х(i''_х - i'_х), \qquad (2.36)$$

где $Q_{о.с}$ — теплопритоки из окружающей среды.

Значение $Q_{о.с}$ зависит от размера аппарата, уровня температур и типа используемой теплоизоляции.

Для расчета среднеинтегрального температурного напора вся площадь поверхности теплообмена F условно разбивается на n частей так,

чтобы через каждую из них передавалось одинаковое количество теплоты $\Delta Q=Q/n$. Для каждого из таких участков поверхности нагрева, начиная от теплого конца теплообменника, на котором температуры газовых потоков имеют максимальные значения, записывается уравнение теплового баланса.

Для первого участка

$$G_т(i'_т-i''_т)_1+Q_{о.с1}=G_х(i''_х-i'_х)_1; \qquad (2.37)$$

для j-го участка

$$G_т(i'_т-i''_т)_j+Q_{о.сj}=G_х(i''_х-i'_х)_j, \qquad (2.38)$$

где $Q_{о.с1}$ и $Q_{о.сj}$ — теплопритоки из окружающей среды на участке 1 и участке j соответственно.

Условно принимают, что

$$Q_{о.сj}=Q_{о.с}\frac{(i''_х-i'_х)_j}{(i''_х-i'_х)_{то}}, \qquad (2.39)$$

где $(i''_х-i'_х)_{то}$ — разность энтальпий газа обратного потока на входе и выходе из теплообменника.

Подставляя (2.39) в (2.38), получаем:

$$(i'_т-i''_т)_j=(i''_х-i'_х)_j\left[\frac{G_х}{G_т}-\frac{Q_{о.с}}{G_т(i''_х-i'_х)_{то}}\right]. \qquad (2.40)$$

Если обозначить: $i'_т-i''_т=\Delta i_т$; $i''_х-i'_х=\Delta i_х$; $Q_{о.с}/G_т=q_{о.с}$, то

$$\frac{\Delta i_{тj}}{\frac{G_х}{G_т}-\frac{q_{о.с}}{\Delta i_{х.то}}}=\Delta i_{хj}. \qquad (2.41)$$

Значение теплопритоков из окружающей среды, отнесенных к 1 кг газа обратного потока $q_{о.с}$, обычно выбирают, исходя из опыта эксплуатации аналогичных теплообменных аппаратов.

Уравнение (2.41) устанавливает связь между изменением энтальпий рабочих сред прямого и обратного потоков на каждом из n участков теплообменной поверхности, т. е. фактически является уравнением теплового баланса этих участков. Если $G_х=G_т$, то

$$\Delta i_{хj}=\frac{\Delta i_{тj}}{1-\frac{q_{о.с}}{\Delta i_{х.то}}}. \qquad (2.42)$$

При отсутствии теплопритоков из окружающей среды соотношение (2.41) записывается в виде

$$\Delta i_{хj}=\frac{\Delta i_{тj}}{G_х/G_т}. \qquad (2.43)$$

Определение среднеинтегральной разности температур в теплообменном аппарате при переменных теплоемкостях теплоносителей осуществляется с привлечением полученных выражений (2.41), (2.42) или (2.43), использование которых позволяет строить изобары рабочих сред обоих потоков в Q, T-координатах.

Воспользовавшись выражением $\Delta F_j=\Delta Q/(k\Delta T_j)$, справедливым для каждого из n элементов поверхности теплообмена, можно при условиях k=const и $\Delta Q=Q/n$ получить для всего теплообменника

$$F=\sum_{j=1}^{n}\Delta F_j=\frac{Q}{nk}\sum_{j=1}^{n}\frac{1}{\Delta T_j}. \qquad (2.44)$$

Сравнивая полученное соотношение с уравнением теплопередачи $F=Q/(k\Delta\bar{T})$, имеем:

$$\Delta\bar{T}=\frac{n}{\sum_{j=1}^{n}(1/\Delta T_j)}, \qquad (2.45)$$

где ΔT_j — средний температурный напор, отнесенный к элементу поверхности нагрева ΔF_j (ввиду малости величины ΔF_j он определяется как среднеарифметическая разность температур).

Для определения значений ΔT_j и последующего вычисления $\Delta\bar{T}$ строят изобары для обоих потоков в Q, T-координатах с помощью i, T-диаграмм. Тепловой поток Q удобно относить к 1 кг массы прямого потока, так что для любого элемента поверхности нагрева ΔF_j имеем: $\Delta Q=\Delta i_{\tau j}=\text{const}$. Тогда изменение энтальпии рабочей среды обратного потока в общем случае связано с величиной ΔQ соотношением

$$\Delta i_{xj}=\frac{\Delta Q}{(G_x/G_\tau-q_{o.c}/\Delta i_{x\,то})}=\text{const}. \qquad (2.46)$$

Для определения среднеинтегрального температурного напора $\Delta\bar{T}$ поступают следующим образом: на диаграмму Q, T (рис. 2.15) из i, T-диаграммы для рабочей среды прямого потока в неизменном виде (так как $\Delta Q=\Delta i_{\tau j}$) переносят участок изобары ($p_\tau=\text{const}$), лежащий между температурами T'_τ и T''_τ. Затем разность энтальпий $i'_\tau-i''_\tau$ делят на n равных частей так, что для каждого элемента поверхности ΔF_j $\Delta Q=\Delta i_\tau=(i'_\tau-i''_\tau)/n$, и на ось ординат диаграммы наносят соответствующие отметки.

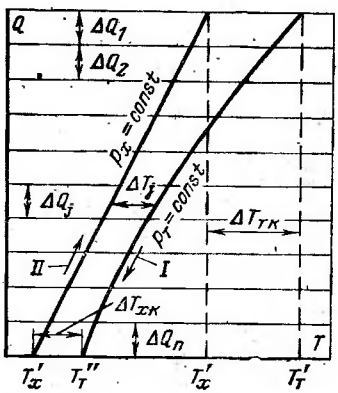


Рис. 2.15. Графическое определение среднеинтегрального температурного напора.
I — прямой поток; *II* — обратный поток.

Для построения на Q, T-диаграмме изобары обратного потока необходимо по известному значению ΔQ с помощью (2.46) определить приращение энтальпии Δi_{xj}. Затем при заданных i'_x и i''_x найти с использованием i, T-диаграммы значения температур $T_{x1}, T_{x2}, \ldots, T_{xn}$ обратного потока в конце каждого из участков поверхности нагрева ΔF_j. Далее, на Q, T-диаграмму наносят точки, абсциссами которых являются найденные температуры, а ординатами — соответствующие значения Q для рассматриваемых участков теплопередающей поверхности. Построенные точки соединяют плавной кривой, являющейся искомой изобарой.

Поскольку изобара потока низкого давления $p_x=\text{const}$ обычно представляет собой линию, близкую к прямой (исключением является водород), то для ее построения достаточно нанести на Q, T-диаграмму всего лишь две точки.

Вычисление $\Delta\bar{T}$ осуществляется по формуле (2.45), при этом локальные температурные напоры ΔT_j, входящие в эту формулу, определяются как среднеарифметические разности температур потоков на каждом из участков ΔF_j (рис. 2.15).

Если в аппарате один или два потока одновременно изменяют свое агрегатное состояние на одном из участков поверхности нагрева, то расчет теплообмена осуществляют по зонам, для каждой из которых определяют коэффициент теплопередачи k и средний температурный напор, вычисленный по рекомендациям, изложенным ранее.

Расчет по зонам теплообменного аппарата осуществляется также в том случае, когда условие k=const не выполняется (теплообмен реализуется, например, в области, близкой к критической). Поверхность нагрева при этом разбивается на n участков так, чтобы через каждый из них передавалось одинаковое количество теплоты $Q_i=Q/n$ (схема, эквивалентная n последовательно соединенным теплообменникам с равной тепловой нагрузкой). Для каждого участка вычисляют значения k_i, $\Delta\bar{T}_i$, а затем площадь поверхности нагрева в соответствии с выражением

$$\Delta F_i=\Delta Q_i/(k_i\Delta\bar{T}_i). \qquad (2.47)$$

Полная теплопередающая поверхность аппарата при этом определяется как

$$F=\sum_{i=1}^{n}\Delta F_i. \qquad (2.48)$$

Трехпоточный теплообменник (k=const, $c_p\neq$const). Определение среднеинтегральной разности температур для трехпоточных теплообменников является значительно более сложной задачей по сравнению с двухпоточными теплообменными аппаратами. Искомые значения средиеинтегральных температурных напоров между каждой парой потоков зависят от соотношений расходов, поверхностей, коэффициентов теплоотдачи и, что самое важное, от типа теплообменного аппарата. Другими словами, при прочих равных условиях применительно к каждой конструкции теплообменника метод расчета $\Delta\bar{T}$ должен быть индивидуальным.

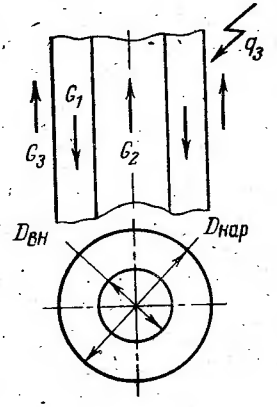


Рис. 2.16. Схема трехпоточного теплообменника типа «труба в трубе».

В качестве примера рассмотрим приведенный в [84, 95, 97] способ определения среднеинтегрального температурного напора для одного из видов теплообменных аппаратов — трехпоточного теплообменника типа «труба в трубе» (рис. 2.16), в котором поток газа с расходом G_1 обменивается теплотой с двумя встречными потоками, имеющими расходы G_2 и G_3, один из которых течет по внутренней трубе, а другой омывает поверхность наружной трубы. Хладагент *1* является греющим, а *2* и *3* — нагреваемыми.

Для j-го участка теплообменника можно записать три уравнения, характеризующие условия теплопередачи и баланса тепла:

$$\Delta Q_{3j}=k_{13}\Delta T_{13j}\Delta F_{13}=G_3\Delta i_{3j}-Q_{\text{о.с}j}; \qquad (2.49)$$

$$\Delta Q_{2j}=k_{21}\Delta T_{21j}\Delta F_{21}=G_2\Delta i_{2j}; \qquad (2.50)$$

$$\Delta Q_{1j}=\Delta Q_{2j}+\Delta Q_{3j}=G_1\Delta i_{1j}. \qquad (2.51)$$

Очевидно, что теплопритоки из окружающей среды $Q_{o.cj}$ воспринимаются лишь наружным потоком газа, взаимодействующим в тепловом отношении через изоляцию с окружающей средой.

Записанная система уравнений позволяет получить соотношения, связывающие приращения энтальпий отдельных потоков, которые необходимы для построения Q, T-диаграмм применительно к рассматриваемому теплообменнику:

$$\Delta i_{3j} = \frac{G_1}{G_3} \frac{\Delta i_{1j}}{1 + m \dfrac{\Delta T_{12j}}{\Delta T_{13j}}} + \frac{Q_{o.cj}}{G_3}; \tag{2.52}$$

$$\Delta i_{2j} = \frac{G_1}{G_2} \frac{\Delta i_{1j}}{1 + \dfrac{1}{m} \dfrac{\Delta T_{13j}}{\Delta T_{12j}}}, \tag{2.53}$$

где $m = \frac{k_{12}\Delta F_{12}}{k_{13}\Delta F_{13}}$. Исходя из принятых условий $k_{12} = \text{const}$, $k_{13} = \text{const}$ и $\Delta F_{i2}/\Delta F_{13} = D_{вн}/D_{нар} = \text{const}$.

В первом приближении суммарные внешние теплопритоки $Q_{o.c}$ можно считать равномерно распределенными по всей поверхности теплообменного аппарата, как это было сделано в предыдущем примере расчета.

Более точный расчет $Q_{o.cj}$ к отдельным участкам теплообменника, изложенный в [84], основан на предположении пропорционального их увеличения от нуля на теплом конце аппарата до максимального значения на холодном конце (рис. 2.17).

Согласно эпюре распределения теплопритоков вся площадь треугольника соответствует суммарным теплопритокам $Q_{o.c}$. Потери холода для j-го участка теплообменника с учетом показанной на рис. 2.17 нумерации легко находятся из чисто геометрических соображений:

$$Q_{o.cj} = \frac{2Q_{o.c}\left[(i'_1 - i''_1) - \sum_{1}^{j-1} \Delta i_{1j}\right]}{(i'_1 - i''_1)^2} \Delta i_{1j}, \tag{2.54}$$

или

$$Q_{o.cj} = \frac{2Q_{o.c} \sum_{j-1}^{n} \Delta i_{1j}}{(i'_1 - i''_1)^2} \Delta i_{1j}. \tag{2.55}$$

Построение изобар потоков в Q, T-координатах осуществляется с помощью соотношений (2.52)—(2.54) и i, T-диаграмм состояний рабочих сред, участвующих в теплообмене.

Вначале с учетом известных параметров рабочих сред в концевых сечениях аппарата и условия $\Delta Q = \Delta i_{1j}$ в Q, T-диаграмме строят изобару потока греющего газа, заимствованную из i, T-диаграммы. Предварительно тепловая нагрузка $Q = i'_1 - i''_1$ разбивается на n равных

участков $\Delta Q=Q/n$, которые, как и в предыдущем примере, откладываются по оси ординат.

Построение изобар p_2=const и p_3=const обратных потоков осуществляется по участкам ΔQ. При этом, зная значения температур и энтальпий потоков в концевом сечении аппарата, определяют отношение $\Delta T_{12j}/\Delta T_{13j}$ для первого участка и затем, вычисляя приращение энтальпий Δi_{2j} и Δi_{3j}, с помощью i, T-диаграмм находят соответствующие температуры рабочих сред на выходе из этого участка. Эти температуры, являясь входными для следующего участка, дают возможность продолжить выполнение аналогичных операций для всего интервала изменения тепловой нагрузки Q и по полученным точкам построить изобары p_2= =const и p_3=const в Q, T-координатах.

Среднеинтегральные температурные напоры $\Delta\bar{T}_{12}$ и $\Delta\bar{T}_{13}$ рассчитываются по формуле (2.45). Значения $\Delta\bar{T}_j$, входящие в эту формулу, для каждого из участков ΔQ_j определяют графически по Q, T-диаграмме.

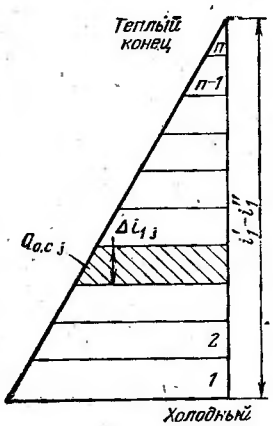


Рис. 2.17. Правило пропорционального изменения теплопритоков по участкам теплообменника.

2.5. Соотношение между эффективностью теплообменника $\varepsilon_т$ и числом единиц переноса (ЧЕП)

Метод расчета теплообменных аппаратов, основанный на использовании уравнения теплопередачи (2.10), не является единственным. В [50], например, изложен способ определения площади теплопередающей поверхности аппаратов с привлечением соотношения для числа единиц переноса (ЧЕП)

$$F=\text{ЧЕП}\,W_{мин}/k. \qquad (2.56)$$

Из (2.56) видно, что нет необходимости определять среднеинтегральный температурный напор $\Delta\bar{T}$, что в ряде случаев вызывает большие затруднения.

ЧЕП в общем случае может быть найдено из соотношения между безразмерными величинами для теплообменного аппарата:

$$\varepsilon_т=f(\text{ЧЕП},\ W_{мин}/W_{макс},\ \text{схема движения потоков}). \qquad (2.57)$$

Существование такой зависимости можно показать на примере двухпоточного теплообмениика с противоточной схемой движения хладагентов.

Допустим, что $W_т=W_{мин}$, а $W_х=W_{макс}$. Тогда для рассматриваемого аппарата уравнения теплопередачи и теплового баланса запишутся:

$$Q=kF\Delta\bar{T}; \qquad (а)$$

$$Q=W_т(T'_т-T''_т); \qquad (б)$$

$$Q=W_х(T''_х-T'_х). \qquad (в)$$

Поделив их левые и правые части на величину

$$Q_{макс}=W_{мин}(T'_т-T'_х)=W_т\delta T_{макс},$$

получим:

$$\varepsilon_т = \frac{kF\overline{\Delta T}}{W_т(T'_т - T'_х)} = \frac{\text{ЧЕП}\,\overline{\Delta T}}{\delta T_{макс}}; \qquad (2.58а)$$

$$\varepsilon_т = \frac{T'_т - T''_т}{T'_т - T'_х} = \frac{T'_т - T''_т}{\delta T_{макс}}; \qquad (2.58б)$$

$$\varepsilon_т = \frac{T''_х - T'_х}{T'_т - T'_х}\frac{W_х}{W_т}. \qquad (2.58в)$$

Из (2.58б) и (2.58в) могут быть найдены температурные напоры $\Delta T_б = T'_т - T''_х$ и $\Delta T_м = T''_т - T'_х$ для концевых сечений теплообменного аппарата:

$$\Delta T_б = \left(1 - \varepsilon_т \frac{W_т}{W_х}\right)\delta T_{макс};$$

$$\Delta T_м = (1 - \varepsilon_т)\delta T_{макс}.$$

Так как ΔT при условии k=const и c_p=const является функцией $\Delta T_б$ и $\Delta T_м$, то с очевидностью следует, что

$$\overline{\Delta T}/\delta T_{макс} = f(\varepsilon_т,\ W_т/W_х).$$

Сопоставляя полученный результат с (2.58а), получаем:

$$\varepsilon_т = f(\text{ЧЕП},\ W_т/W_х). \qquad (2.59)$$

Соотношение (2.59) убеждает в справедливости функциональной связи типа (2.57) между безразмерными величинами $\varepsilon_т$, ЧЕП и $W_т/W_х$.

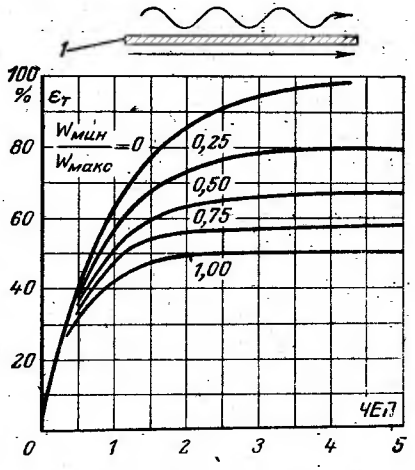


Рис. 2.18. Зависимость между параметрами ε, ЧЕП, $W_{мин}/W_{макс}$ для прямоточного теплообменника [50].

1 — поверхность теплообмена.

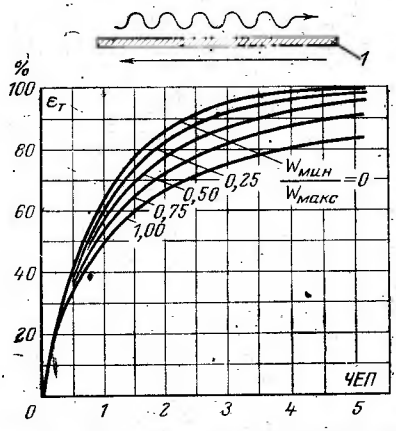


Рис. 2.19. Зависимость между параметрами ε, ЧЕП, $W_{мин}/W_{макс}$ для противоточного теплообменника [50].

1 — поверхность теплообмена.

Точные решения для наиболее простых схем движения рабочих сред — прямотока и противотока — имеют вид:

прямоток

$$\varepsilon_т = \frac{1 - e^{-\text{ЧЕП}\left(1 + \frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)}}{1 + W_{мин}/W_{макс}}; \qquad (2.60)$$

противоток

$$\varepsilon_т = \frac{1 - e^{-\text{ЧЕП}\left(1 - \frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)}}{1 - \frac{W_{мин}}{W_{макс}} e^{-\text{ЧЕП}\left(1 - \frac{W_{мин}}{W_{макс}}\right)}}. \qquad (2.61)$$

Графики зависимости $\varepsilon_т = f$ (ЧЕП), удобные для инженерных расчетов, представлены на рис. 2.18 и 2.19.

Более сложные случаи взаимного течения потоков подробно анализируются в [50, 75].

2.6. Гидравлический расчет теплообменных аппаратов

Основная цель гидравлического расчета — определение потерь давления в теплообменных аппаратах в заданных эксплуатационных режимах. Эти потери зависят от теплофизических свойств рабочих сред, их расходов, геометрии каналов, т. е. от характеристик, определение многих из которых возможно лишь в результате теплового расчета теплообменника. Однако для проведения достаточно строгого теплового расчета криогенной установки необходимо знание гидравлических сопротивлений теплообменников, так как только в этом случае становится возможным определение параметров состояния потоков в контрольных точках схемы. Таким образом, тепловой и гидравлический расчеты любой криогенной установки тесно взаимосвязаны и не могут быть выполнены независимо друг от друга. Поэтому, как правило, при выполнении конструктивных расчетов теплообменников значения гидравлических потерь в них предварительно задают, используя опыт эксплуатации аналогичных конструкций. А затем — после выполнения теплового расчета — определяют действительные значения потерь давления и сравнивают их с заданными. При заметных отличиях действительных значений от заданных процедуру расчета повторяют с учетом полученных результатов.

В адиабатных условиях гидравлическое сопротивление движению однофазной среды через теплообменный аппарат состоит из сопротивления трения и местных сопротивлений. Наличие теплообмена вызывает появление дополнительной потери давления, связанной с ускорением потока вследствие изменения плотности. Кроме того, если аппарат сообщается с окружающей средой, необходимо учитывать возникающее при этом сопротивление самотяги.

В общем случае полная потеря давления Δp, Па, в теплообменном аппарате определяется соотношением

$$\Delta p = \Sigma\Delta p_т + \Sigma\Delta p_м + \Sigma\Delta p_у + \Sigma\Delta p_с, \qquad (2.62)$$

где $\Sigma\Delta p_т$ и $\Sigma\Delta p_м$ — суммы потерь давления на преодоление сил трения и местных сопротивлений; $\Sigma\Delta p_у$ — сумма потерь давления, связанных с ускорением потока; $\Sigma\Delta p_с$ — сумма потерь давления на преодоление сопротивлений самотяги.

Следует отметить, что величины $\Delta p_т$ и $\Delta p_м$ всегда положительны, в то время как величины $\Delta p_у$ и $\Delta p_с$ могут принимать также и отрицательные значения.

Поскольку природа возникновения гидравлических сопротивлений, учитываемых формулой (2.62), неодинакова, то и методы их количественной оценки различны.

Гидравлическое сопротивление трения проявляется на участках безотрывного течения теплоносителя в каналах. Это сопротивление обусловлено вязкостью жидкости и увеличивается с увеличением последней. Потери давления на преодоление сил трения рассчитываются по формуле Дарси — Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{т}} = \xi \frac{\rho w^2}{2} \frac{l}{d_{\text{экв}}}, \tag{2.63}$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения (величина безразмерная); ρ и w — средние плотность, кг/м^3, и скорость, м/с, рабочей среды в канале; l — длина канала, м; $d_{\text{экв}}$ — эквивалентный диаметр канала, м.

Так как

$$d_{\text{экв}} = 4S/\Pi = 4lS/F, \tag{2.64}$$

где S — проходное (живое) сечение канала, м^2; Π — периметр канала, м; $F = \Pi l$ — площадь полной поверхности теплообмена, м^2, то формулу (2.63) можно записать в виде

$$\Delta p_{\text{т}} = f \frac{\rho w^2}{2} \frac{F}{S}. \tag{2.65}$$

Здесь $f = \xi/4$ — фактор трения Фаннинга.

Соотношение (2,65) удобно использовать для вычисления потерь давления за счет сил трения в каналах сложной конфигурации, например в каналах с пластинчато-ребристыми и насадочными поверхностями.

Использование формул (2.63) и (2.65) предполагает знание значений ξ или f.

Методы определения этих коэффициентов для различных поверхностей нагрева приведены ниже при рассмотрении коикретных конструкций теплообменных аппаратов.

Местные сопротивления обусловлены вихреобразованием при резком изменении направления движения теплоносителя или формы потока (повороты, сужения, расширения, наличие преграды и т. д.). Потери давления на местных сопротивлениях определяются по формуле

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \frac{\rho w^2}{2}, \tag{2.66}$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления.

При внезапном расширении потока [88]

$$\zeta = (1 - S_1/S_2)^2, \tag{2.67}$$

где S_1 и S_2 — площади сечения канала до и после расширения.

При внезапном сужении потока ζ имеет следующие значения:

S_1/S_2	0,01	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	0,5	0,47	0,42	0,38	0,34	0,3	0,25	0,20	0,15	0,09	0

При повороте потока в колене значения ζ вычисляют по формуле Вейсбаха

$$\zeta = \sin^2 \frac{\alpha}{2} + 2 \sin^4 \frac{\alpha}{2}, \tag{2.68}$$

где α — угол поворота потока.

Потери давления, обусловленные ускорением потока при неизотермическом течении, для канала постоянного сечения определяются соотношением

$$\Delta p_{\text{у}} = \rho_2 w^2_2 - \rho_1 w^2_1, \qquad (2.69)$$

в котором индекс 1 относится к начальному, а индекс 2 к конечному сечению канала.

При нагревании потока $\Delta p_{\text{у}}$ положительно, а при охлаждении — отрицательно. Для капельных жидкостей значения $\Delta p_{\text{у}}$ малы по сравнению с полной потерей давления, и ими обычно пренебрегают.

Сопротивление самотяги имеет место в вертикально или наклонно ориентированных каналах, сообщающихся с окружающей средой, и определяется соотношением

$$\Delta p_{\text{с}} = \pm g(\rho - \rho_0') h, \qquad (2.70)$$

где ρ — средняя плотность рабочей среды в канале; ρ_0 — средняя плотность среды, находящейся вне канала; h — расстояние по вертикали между нижним и верхним сечениями канала.

В (2.70) восходящему движению потока соответствует знак «+», а нисходящему — знак «—».

Отметим, что сопротивление самотяги не специфично для криогенной техники, поскольку теплообменные аппараты, как правило, не сообщаются с окружающей средой. Поэтому составляющая $\Delta p_{\text{с}}$ в соотношении (2.62) не учитывается.

В тех случаях, когда необходимо рассчитать потери давления при вынужденном движении двухфазного потока, следует руководствоваться рекомендациями, изложенными, например, в [74, 96, 99].

Необратимые потери, возникающие вследствие гидравлических сопротивлений в теплообменном аппарате, приводят к необходимости увеличения давления на входе в криогенную установку. Дополнительная работа нагнетательного устройства при этом составляет:

$$\Delta L = T_0 (\Delta s_{\text{прям}} + \Delta s_{\text{обр}}) \frac{1}{\eta_t}, \qquad (2.71)$$

где T_0 — температура окружающей среды; $\Delta s_{\text{прям}}$, $\Delta s_{\text{обр}}$ — приращения энтропии рабочей среды прямого и обратного потоков, обусловленные гидравлическими сопротивлениями; η_t — термодинамический КПД криогенной устаиовки.

Значение $\Delta s_{\text{прям}}$ (или $\Delta s_{\text{обр}}$) легко находится с помощью T, s-диаграммы как разность между действительным значением энтропии потока на выходе из аппарата при температуре $T_{\text{вых}}$ и тем ее значением, которое имело бы место при изобарном осуществлении процесса охлаждения (или нагрева) до той же температуры.

2.7. Прямотрубные теплообменные аппараты

Прямотрубные рекуперативные теплообменники в технике низких температур применяются в установках для разделения газовых смесей и изготавливаются, как правило, в виде кожухо-

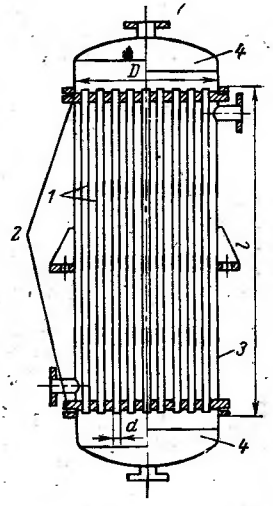


Рис. 2.20. Принципиальная схема кожухотрубного теплообменного аппарата.

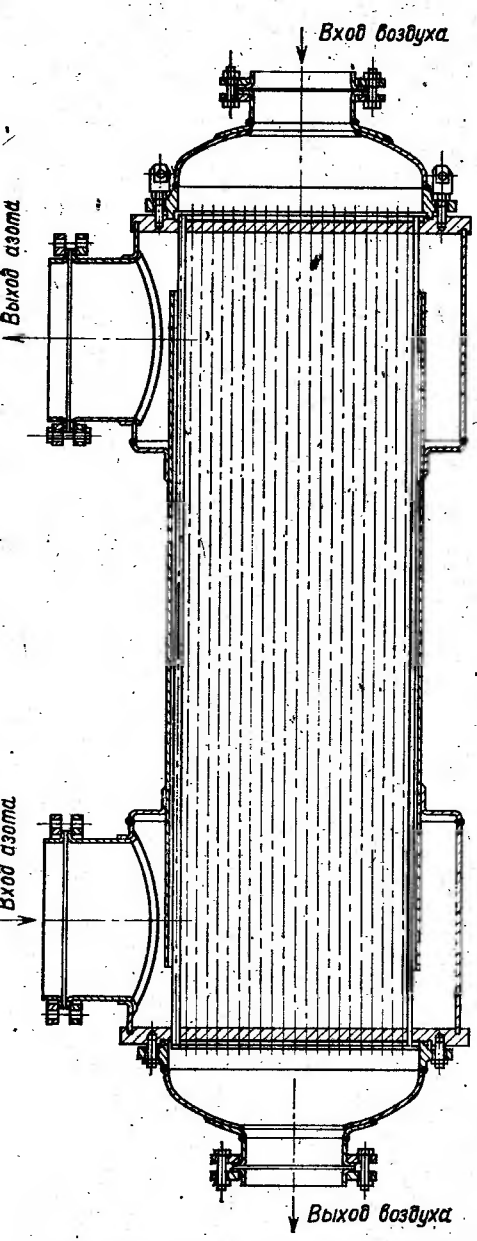


Рис. 2.21. Кожухотрубный теплообменник жесткой конструкции.

трубных аппаратов (рис. 2.20), которые состоят из пучка труб *1*, концы которых крепятся в трубных решетках *2*. Трубы с трубными решетками заключены в кожух *3* с крышками *4*. Один из хладагентов поступает в трубное пространство и выходит из него через патрубки, установленные на крышках. Для подвода и отвода второго хладагента, проходящего по межтрубному пространству, служат патрубки, размещенные в верхней и нижней частях кожуха. Если разность температур трубок и кожуха невелика, аппараты выполняются жесткой конструкции. В противном случае используется нежесткая конструкция, которая обеспечивает компенсацию термических деформаций кожуха и трубок.

С этой целью используют, например, линзовые компенсаторы на корпусе или сальниковое уплотнение между кожухом и одной из трубных решеток. Для уменьшения гидравлического сопротивления аппарата по межтрубному пространству и улучшения условий внешнего обтекания труб диаметр корпуса теплообменников в местах ввода и вывода рабочей среды иногда несколько увеличивают. Примером такого аппарата может служить подогреватель азота установки Кт-12, изображенный на рис. 2.21. В этом теплообменнике воздух под давлением 0,6 МПа движется по медным трубам диаметром $d=8\times0{,}5$ мм, а азот, имея давление 0,13 МПа, противотоком проходит в межтрубном пространстве. Тепловая нагрузка Q лежит в пределах 100—120 кВт при расходе азота 19—24 тыс. м^3/ч.

Одним из основных недостатков кожухотрубных аппаратов является то, что проходное (живое) сечение межтрубного пространства, как правило, много больше суммарного проходного сечения труб. Поэтому скорости рабочей среды и, следовательно, коэффициенты теплоотдачи со стороны межтрубного пространства невелики, что заметно снижает коэффициент теплопередачи в аппарате. Для создания более благоприятных условий теплообмена конструкцию теплообменников усложняют, например, путем установки в межтрубном пространстве поперечных перегородок, обеспечивающих уменьшение живого сечения и изменение режима обтекания пучка труб с продоль-

ного на поперечный. Используют сегментные или концентрические, состоящие из чередующихся плоских колец и дисков, перегородки. Перегородки обоих типов имеют отверстия для труб. Характер движения потоков газа в межтрубном пространстве с установленными в нем поперечными перегородками показан на рис. 2.22.

Уменьшение проходного сечения межтрубного пространства может быть также достигнуто за счет установки внутренней рубашки и стягивания рядов труб, расположенных по окружности, проволокой с целью уменьшения зазора между ними. На рис. 2.23 показан детаидерный

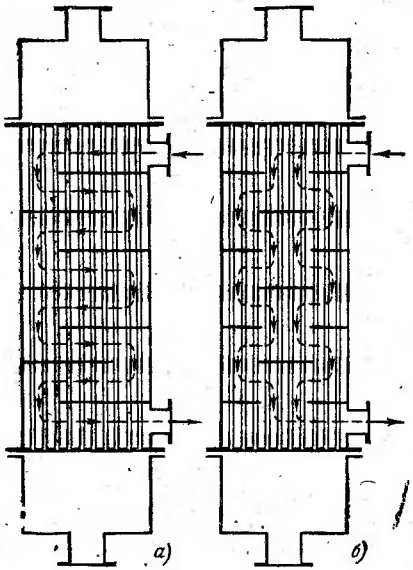


Рис. 2.22. Схемы теплообменных аппаратов с сегментными (*а*) и концентрическими (*б*) перегородкамн.

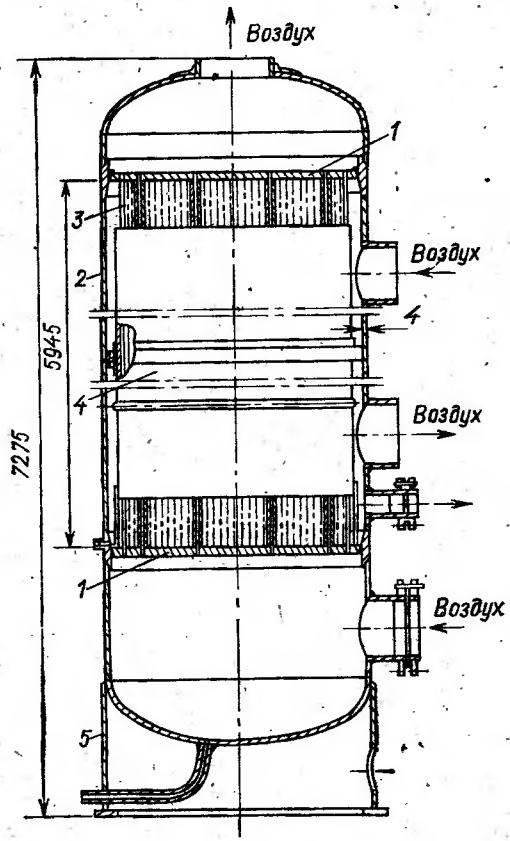


Рис. 2.23. Кожухотрубный теплообменник с рубашкой.
1 — трубные решетки; *2* — кожух; *3* — трубный пучок; *4* — рубашка; *5* — опора.

теплообмениик воздухоразделительной установки (ВРУ) АКт-16-1. Иитенсификация процесса теплообмена в межтрубном пространстве осуществляется за счет использования рубашки и поперечных перегородок.

Теплообменник предназначен для вымораживания двуокиси углерода из потока воздуха, который проходит по межтрубиому пространству. Давление обоих потоков 6 МПа.

Равномерность обтекания пучка труб газом в кожухотрубных теплообменниках зависит от способа размещения труб в трубной решетке. Чаще всего разбивку осуществляют по сторонам правильных шестиугольников или по концентрическим окружностям (рис. 2.24). В первом

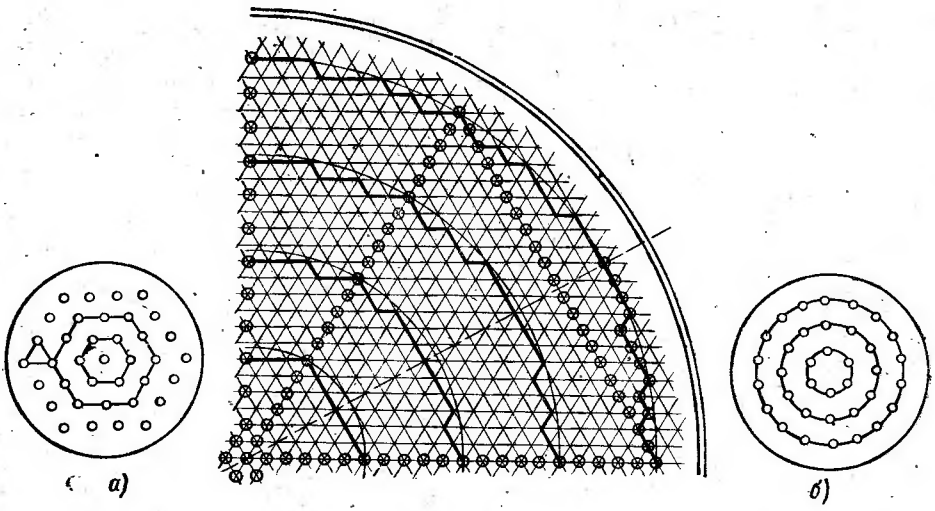


Рис. 2.24. Размещение труб в трубной решетке по сторонам шестиугольников (*а*) и концентрическим окружностям (*б*).

случае общее число труб, заключенных внутри шестиугольника,

$$n_{тр} = \frac{3}{4}(m^2 - 1), \qquad (2.72)$$

где m — число труб, расположенных по большой диагонали.

При $m > 13$ на сегментах трубной решетки можно разместить дополнительное количество труб, равное 10—18% $n_{тр}$ (табл. 2.1).

При разбивке труб по второму способу расстояние между соседними окружностями выбирается равным шагу s, с которым трубы располагаются по кругу. Количество труб, размещенных в этом случае на трубной доске, указано в табл. 2.2.

Таблица 2.1

Количество труб, расположенных в трубной решетке по периметрам правильных шестиугольников [35]

Число труб					
на большой диагонали m	внутри большего шестиугольника $n_{тр}$	при полном заполнении решетки $n_{п.з}$	на большой диагонали m	внутри большего шестиугольника $n_{тр}$	при полном заполнении решетки $n_{п.з}$
3	7	7	27	547	613
5	19	19	29	631	721
7	37	37	31	721	823
9	61	61	33	817	931
11	91	91	35	919	1045
13	127	127	37	1027	1165
15	169	187	39	1141	1303
17	217	241	41	1261	1459
19	271	301	43	1387	1615
21	331	367	45	1519	1765
23	397	439	47	1657	1921
25	469	517	49	1801	2083

Следует отметить, что меньший размер трубной решетки при одинаковом количестве труб имеет место при их размещении по сторонам шестиугольника. Из технологических соображений принимается $s = (1{,}3 \div 1{,}5)\,d_{нар}$. При $s < 1{,}3 d_{нар}$ возникают сложности с креплением труб в трубных решетках.

Материалами для изготовления труб служат медь, иержавеющая сталь или алюминиевые сплавы. Толщина стенок труб по условиям прочности и коррозионной стойкости должна быть не менее 0,5 мм для медных трубок и 1,5 мм для стальных. Трубные решетки изготавливают из стали или из железомарганцевой латуни. Трубы в трубных решетках крепят с помощью пайки мягким припоем или аргонодуговой сварки.

Выбор рабочей среды, направляемой по трубам или в межтрубное пространство, следует проводить с учетом протекающих процессов, параметров потоков, а также факторов конструктивного и гидродинамического характера. Так, по условиям прочности поток высокого давления обычно направляют внутрь труб. При равенстве давлений хладагентов целесообразно в межтрубное пространство подавать поток с более высокой температурой. Процессы теплообмена, сопровождающиеся массообменом (например, осушка и очистка воздуха путем вымораживания паров и углекислоты) осуществляются, как правило, на наружной поверхности труб.

Таблица 2.2

Количество труб, расположенных в трубной решетке по концентрическим окружностям [21]

Порядковый номер окружности	Число труб, расположенных на наружной окружности, $n_{нар}$	Общее количество труб $n_{тр}$	Порядковый номер окружности	Число труб, расположенных на наружной окружности, $n_{нар}$	Общее количество труб $n_{тр}$
1	6	7	11	69	410
2	12	19	12	75	485
3	18	37	13	81	566
4	25	62	14	87	653
5	31	93	15	94	747
6	37	130	16	100	847
7	43	173	17	106	953
8	50	223	18	113	1066
9	56	279	19	119	1185
10	62	341	20	125	1310

При выборе направления движения рабочих сред предпочтение следует отдавать противотоку и перекрестному току, так как в этом случае средний температурный напор и соответственно удельная тепловая нагрузка получаются выше, чем при прямотоке. Кроме того, при противотоке холодный поток газа может быть нагрет до более высокой температуры, чем в прямоточном теплообменнике (см. рис. 2.9).

Скорость газа в трубах рекуперативных теплообменников меняется в широких пределах. С ростом скорости увеличивается коэффициент теплоотдачи, что ведет к уменьшению размера теплопередающей поверхности, массы и габаритов аппарата. Однако при этом увеличиваются гидравлическое сопротивление и расход энергии на привод компрессора. При выполнении теплового и гидравлического расчетов теплообменных аппаратов можно предварительно задаваться следующими значениями скорости:

Давление газа, МПа	Скорость, м/с
0,1—0,5	10—25
2—3	4—8
5—6	2—4
>10	0,2—1,5

Для капельных жидкостей скорость в трубах принимается равной 1—3 м/с, скорость газа в межтрубном пространстве при давлении 0,1—0,15 МПа — в пределах 5—10 м/с.

Живое сечение S_1 трубного пространства и число труб одного хода n при выбранных значениях скорости потока w_1 и диаметра трубы $d_{вн}$ определяются по формулам:

$$S_1 = G_1/(\rho_1 w_1) = V_1/w_1; \qquad (2.73)$$

$$n = \frac{4S_1}{\pi d^2_{вн}}, \qquad (2.74)$$

где G_1 — массовый расход теплоносителя через трубы, кг/с; V_1 — объемный расход, м³/с.

Выбирая способ размещения труб в трубной решетке по табл. 2.1 или 2.2, находят значение $n_{тр}$, ближайшее к n_1, после чего уточняют значение скорости w_1.

Живое сечение межтрубного пространства при продольном обтекании труб

$$S_2 = \frac{\pi D^2_{вн}}{4} - \frac{\pi d^2_{нар} n_{тр}}{4}, \qquad (2.75)$$

или для заданной скорости w_2

$$S_2 = G_2/(\rho_2 w_2) = V_2/w_2, \qquad (2.76)$$

откуда внутренний диаметр кожуха

$$D_{вн} = \sqrt{\frac{4}{\pi}\frac{V_2}{w_2} + d^2_{нар} n_{тр}}. \qquad (2.77)$$

Расстояние между осями соседних труб s (шаг) определяется из соотношения

$$s = D_{вн}/m, \qquad (2.78)$$

где m — число труб, расположенных по диаметру трубной решетки.

Если полученное значение $s < 1{,}3 d_{нар}$, то используют стяжку труб проволокой и рубашку. Трубы при этом размещают в трубной решетке с шагом $s = 1{,}3\, d_{нар}$.

Длина труб l после выполнения теплового расчета и определения площади поверхности теплообмена F находится по формуле

$$l = \frac{F}{n\pi d_{ср}} \qquad (2.79)$$

Здесь $d_{ср}$ — средний диаметр трубы.

Может оказаться так, что рассчитанная таким способом длина труб l будет много больше диаметра трубной решетки. В этом случае целесообразно использовать двух- или многоходовую компоновку теплообменного аппарата.

Требуемое значение живого сечения S_2, соответствующее задаваемой скорости w_2 в межтрубном пространстве, можно обеспечить посредством установки по высоте аппарата поперечных перегородок. При этом необходимо задаваться шагом труб s.

В целях предварительной осушки воздуха (до 70—80% общего количества влаги) могут использоваться трубчатые теплообменные аппараты, имеющие развитую путем оребрения с внешней стороны поверхность теплообмена [24]. По трубам таких аппаратов движется хладагент, в межтрубное пространство направляется поток влажного воздуха. Осушка воздуха происходит при его охлаждении в процессе контакта со стенкой, имеющей температуру ниже точки росы. Источником холода может служить аммиачная холодильная машина или отбросный кислород (азот), поступающий из блока охлаждения. При этом целесообразно обеспечить такую температуру поверхности, омываемой влажным воздухом, чтобы влага конденсировалась на стенке, а не осаждалась в виде снега.

Кроме описанных выше конструкций кожухотрубных теплообменников, находят применение прямотрубные аппараты других типов. Например, при небольших тепловых нагрузках используются простые в конструктивном отношении теплообменные аппараты типа «труба в трубе». Для интенсификации процесса передачи теплоты внутренняя труба с внешней стороны может иметь продольное или поперечное оребрение.

Обладая относительно невысокой компактностью ($S_т \sim 150 \div 250$ м^2/м^3) и эффективностью, прямотрубные теплообменники не нашли широкого распространения в установках криогенной техники и используются в основном как ожижители и вымораживатели паров воды и двуокиси углерода, детандерные теплообменники, подогреватели азота и воздуха для отогрева газоразделительных установок низкого давления. В виде прямотрубных конструкций изготавливаются также конденсаторы-испарители блоков разделения воздуха, теплообмен в которых сопровождается фазовым переходом в обеих рабочих средах. Вопросы конструктивного оформления и расчета конденсаторов-испарителей рассмотрены в § 2.12.

Площадь поверхности теплообмена F и потери давления Δp прямотрубных аппаратов определяются по рекомендациям, изложенным в § 2.2 и 2.6. Значения коэффициентов теплоотдачи α и гидравлического сопротивления ξ в зависимости от режима течения хладагентов и геометрии каналов рассчитываются по соотношениям, приведенным ниже. Теплофизические свойства в этих соотношениях берутся при средней температуре потоков.

Теплоотдача при вынужденном течении в каналах. Интенсивность теплообмена между стенкой трубы и рабочей средой при течении в гладких прямых трубах с неизменным по длине круглым сечением зависит от режима течения, который определяется значением числа Рейнольдса $\mathrm{Re}=\bar{w}d/\nu$, где $\bar{w}$ — средняя скорость:

$$\bar{w}=V_1/S_1. \qquad (2.80)$$

Здесь V_1 — объемный расход хладагента, м^3/с; S_1 — живое сечение трубного пространства, м^2.

При $\mathrm{Re}<\mathrm{Re}_{кр1}$ имеет место ламинарный режим течения. Для прямых каналов $\mathrm{Re}_{кр1}\approx 2\cdot 10^3$. При $\mathrm{Re}>\mathrm{Re}_{кр2}=10^4$ наступает развитое турбулентное течение. Условие $\mathrm{Re}_{кр1}<\mathrm{Re}<\mathrm{Re}_{кр2}$ соответствует переходному режиму течения.

Согласно [76] *для полностью стабилизированного ламинарного течения*, когда профили температуры и скорости сформированы, теплоотдача не зависит от длины трубы и, таким образом, среднее значение $\overline{\mathrm{Nu}}$ равно локальному Nu_x. В этом случае расчет коэффициентов теплоотдачи осуществляется с помощью теоретических соотношений.

При $T_{ст}=\mathrm{const}$

$$\overline{\mathrm{Nu}}=\mathrm{Nu}_x=3{,}66; \qquad (2.81)$$

при $q_{ст}=\mathrm{const}$

$$\overline{\mathrm{Nu}}=\mathrm{Nu}_x=4{,}36. \qquad (2.82)$$

При выполнении теплового расчета реальных теплообменных аппаратов необходимо учитывать, что гидродинамическая стабилизация потока в трубах наступает не сразу, а на некотором расстоянии от входа. Это расстояние, необходимое для формирования параболического профиля скорости, свойственного ламинарному режиму течения, называют *гидродинамическим начальным участком стабилизации*. Его длина $l_н$ зависит от Re и определяется по формуле

$$l_н/d=0{,}065\mathrm{Re}. \qquad (2.83)$$

Движение теплоносителя по обогреваемой или охлаждаемой трубе сопровождается также увеличением толщины теплового пограничного слоя, образующегося на стенках. На расстоянии $l_{н.т}$ от начала зоны подвода или отвода теплоты тепловые пограничные слои смыкаются, за-

полняя все сечение канала. Участок трубы $l_{н.т}$ называют *термическим начальным участком стабилизации.* Протяженность этого участка зависит от ряда факторов, в частности от величины чисел Re и Pr=ν/a, наличия гидродинамической стабилизации, начального распределения температуры. Для гидродинамически стабилизированного течения, равномерного профиля температуры в начале зоны обогрева (охлаждения) при $T_{ст}$=const

$$l_{н.т}/d=0{,}055\mathrm{RePr}. \qquad (2.84)$$

Для случая $q_{ст}$=const

$$l_{н.т}/d=0{,}07\mathrm{RePr}. \qquad (2.85)$$

Поскольку толщина теплового пограничного слоя возрастает по длине участка $l_{н.т}$, локальные α и средние коэффициенты $\bar{\alpha}$ теплоотдачи убывают по мере увеличения расстояния x от входного сечения, достигая при $x=l_{н.т}$ значения, определяемого соотношениями (2.81) и (2.82) (рис. 2.25).

Как правило, длина $l_{н.т}$ соизмерима с длиной пучка труб теплообменного аппарата. Поэтому расчет коэффициентов теплоотдачи необходимо проводить по формулам, справедливым для нестабилизированного

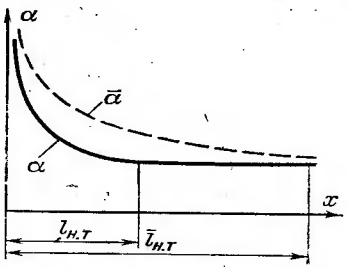


Рис. 2.25. Измененне локального и среднего коэффициентов теплоотдачи по длине x обогреваемой трубы.

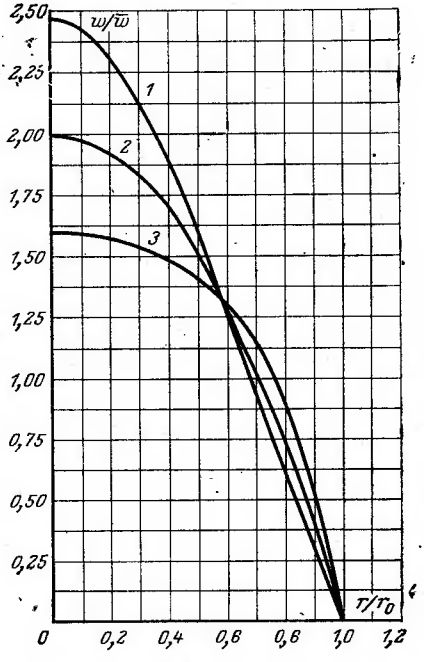


Рис. 2.26. Влияние нагрева и охлаждения на распределение скорости при ламинарном течении.

1 — вязкость велика около стенки; *2* — профиль скорости при изотермическом течении; *3* — вязкость мала около стенки.

течения теплоносителя. При равномерном распределении скорости и температуры во входном сечении трубы расчетное соотношение для средней теплоотдачи на термическом начальном участке стабилизации при $T_{ст}$=const записывается в виде [76]

$$\overline{\mathrm{Nu}}=1{,}55\left(\frac{1}{\mathrm{Pe}}\frac{l}{d}\right)^{-\frac{1}{3}}\left(\frac{\eta_{ст}}{\eta_{ж}}\right)^{-0{,}14}\varepsilon. \qquad (2.86)$$

Зависимость ε от приведенной длины $X=\frac{1}{\mathrm{Re}}\frac{l}{d}$ описывается уравнением

$$\varepsilon=0{,}6X^{-\frac{1}{7}}(1+2{,}5X),$$

которое справедливо при $X<0{,}1$.

Если вязкость рабочей среды заметно меняется с изменением температуры от значения $\eta_{ст}$ при температуре стенки до значения $\eta_{ж}$ при средней температуре потока, то профиль скорости может претерпевать существенные изменения (рис. 2.26). На практике в отдельных случаях это приводит к изменению коэффициента теплоотдачи на 20—30%.

Влияние переменной по сечению вязкости рабочей среды на теплообмен при ламинарном режиме течения учитывается введением в расчетное соотношение множителя $(\eta_{ст}/\eta_{ж})^{-0{,}14}$.

Локальные значения Nu_x для случая $q_{ст}=\mathrm{const}$ рассчитываются по формуле [76]

$$\mathrm{Nu}_x=1{,}31\left(\frac{1}{\mathrm{Pe}}\frac{x}{d}\right)^{-\frac{1}{3}}\left(1+2\frac{1}{\mathrm{Pe}}\frac{x}{d}\right)\left(\frac{\eta_{ст}}{\eta_{ж}}\right)^{-\frac{1}{6}}\varepsilon, \qquad (2.87)$$

где $\varepsilon=0{,}35X^{-\frac{1}{6}}[1+2{,}85X^{0{,}42}]$; $X=\frac{1}{\mathrm{Re}}\frac{x}{d}$.

В тех случаях, когда профиль скорости на входе в теплообменник сформирован (например, аппарату типа «труба в трубе» предшествует изотермический успокоительный участок, диаметр которого равен диаметру внутренней трубы аппарата), определение коэффициентов теплоотдачи осуществляют по формуле (2.86) или (2.87) в зависимости от граничных условий, принимая при этом $\varepsilon=1$.

Если граничные условия строго не определены, можно использовать приближенное соотношение, полученное для условий равномерного профиля скорости и температуры на входе в трубу [64]:

$$\overline{\mathrm{Nu}}=1{,}4\left(\mathrm{Re}\,\frac{d}{l}\right)^{0{,}4}\mathrm{Pr}^{0{,}33}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0{,}25}, \qquad (2.88)$$

которое справедливо при $l/d>10$; $\mathrm{Re}>10$; $0{,}06<\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{ст}<10$.

Множитель $(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$, так же как и $(\eta_{ст}/\eta_{ж})^{-0{,}14}$ соотношения (2.86), учитывает влияние на теплообмен переменных физических свойств хладагента (в основном вязкости) и направления теплового потока.

Соотношение (2.88) применимо для расчета теплоотдачи при ламинарном режиме течения в трубах, относительная длина которых

$$l/d<0{,}067\mathrm{RePr}^{5/6}.$$

Для труб большой длины, когда $l/d>0{,}067\mathrm{RePr}^{5/6}$, величина $\overline{\mathrm{Nu}}$ становится практически постоянной. Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае может быть найден с помощью приближенной зависимости

$$\overline{\mathrm{Nu}}\approx 4(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}. \qquad (2.89)$$

Все приведенные выше соотношения для расчета теплоотдачи получены для условий, когда действие сил гравитации незначительно.

Если подъемные силы, силы вязкости и силы инерции, действующие в потоке, соизмеримы, то наблюдается *вязкостно-гравитационный режим течения.*

Согласно [64] влияние свободного движения на теплообмен начинает сказываться при условии

$$g\beta\frac{(\overline{T}_{ст}-\overline{T}_{ж})\,d^2}{4\nu\overline{w}}\sim\overline{Nu}$$

или

$$\frac{1}{4}\frac{Gr}{Re}\approx\overline{Nu},$$

где $\overline{Nu}$ — среднее значение числа Нуссельта, вычисленное без учета действия подъемных сил.

Если оказывается, что $\overline{Nu}\gg\frac{1}{4}(Gr/Re)$, то влияние свободной конвекции не проявляется. В противном случае имеет место вязкостно-гравитационный режим течения. Расчетные соотношения для частных случаев теплоотдачи при одновременном действии свободной и вынужденной конвекции можно найти в [76].

При турбулентном режиме течения происходит выравнивание температуры по сечению центральной части потока. Большие градиенты температуры наблюдаются лишь в пристенном слое жидкости, представляющем основное термическое сопротивление передаче теплоты между стенкой и жидкостью.

Для расчета средней теплоотдачи при турбулентном течении рабочей среды в каналах различной геометрии используется зависимость, полученная акад. М. А. Михеевым:

$$Nu=0{,}021Re^{0,8}Pr^{0,43}(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}\varepsilon_l, \qquad (2.90)$$

в которой за определяющий геометрический размер принимается эквивалентный диаметр трубы $d_{экв}=4S/П$.

Коэффициент ε_l учитывает влияние термического начального участка стабилизации на среднюю по длине канала теплоотдачу. Для длинных каналов при $l/d>50$ это влияние несущественно и $\varepsilon_l=1$. Значения коэффициента ε_l для коротких каналов, относительная длина которых $l/d<50$, приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Значения ε_l при турбулентном режиме течения [64]

Re	l/d								
	1	2	5	10	15	20	30	40	50
$1\cdot10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1
$2\cdot10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1
$5\cdot10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1
$1\cdot10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1
$1\cdot10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1

Особенности теплообмена на внутренней стенке при турбулентном течении газов и капельных жидкостей в кольцевых каналах отражены в соотношении [45]

$$\overline{Nu}=0{,}017Re^{0,8}Pr^{0,4}(Pr_{ж}/Pr_{ст})^{0,25}(d_2/d_1)^{0,18}, \qquad (2.91)$$

где d_1 и d_2 — соответственно внутренний и наружный диаметры кольцевого канала.

За определяющий размер принимается величина $d_{экв}=d_2-d_1$. Формула справедлива при $d_2/d_1=1{,}2\div1{,}4$; $l/d=50\div460$ и $Pr=0{,}7\div100$.

Теплоотдача в переходной области, соответствующей значениям $Re=2\cdot10^3\div1\cdot10^4$, зависит от большого числа факторов, многие из которых не поддаются количественному учету. Это сильно затрудняет определение коэффициентов теплоотдачи.

Приближенная оценка значений $\bar{\alpha}$ для каналов круглого сечения может быть проведена по уравнению (2.90) с последующим умножением полученного значения $\overline{Nu}$ на поправочный коэффициент ε_n, найденный из графика на рис. 2.27.

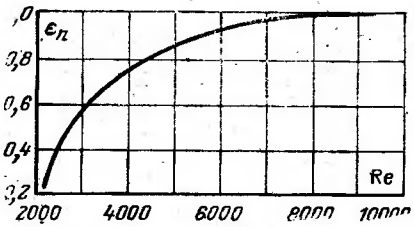


Рис. 2.27. Зависимость коэффициента ε_n от Re.

При необходимости уменьшения массы и габаритов теплообменных аппаратов процесс теплоотдачи в трубах можно значительно улучшить за счет искусственной шероховатости, создаваемой различными способами. Например, в НПО «Гелиймаш» разработана технология изготовления труб со спиральной канавкой по поверхности, выпуклость которой обращена внутрь трубы. Используются также проволочные спирали, плотно прилегающие к внутренней стенке канала. Некоторые данные по теплоотдаче для таких труб, полученные в ряде экспериментов, приведены на рис. 2.28. Как следует из графиков, за счет турбулизации потока спиральными вкладышами коэффициенты теплоотдачи возрастают в 3—4 раза. Однако потери давления при этом растут значительно быстрее, чем теплоотдача.

Для расчета средней теплоотдачи в трубах с искусственной шероховатостью может быть использована формула [26]

$$\overline{Nu}=0{,}022Re^{0{,}8}Pr^{0{,}47}(Pr_ж/Pr_{ст})^{0{,}25}\varepsilon_ш, \qquad (2.92)$$

где

$$\varepsilon_ш=\exp\left[0{,}85\frac{(s/\delta)_{опт}}{s/\delta}\right] \text{ при } s/\delta>(s/\delta)_{опт};$$

$$\varepsilon_ш=\exp\left[0{,}85\frac{s/\delta}{(s/\delta)_{опт}}\right] \text{ при } s/\delta<(s/\delta)_{опт};$$

s — расстояние по потоку между соседними неровностями; δ — высота неровностей.

Оптимальный относительный шаг $(s/\delta)_{опт}=13$ при любом значении чисел Pr в интервале от 1 до 80. Формула применима для $s/\delta>8$.

Теплоотдача при внешнем обтекании гладких и оребренных труб. При продольном омывании пучка труб в межтрубном пространстве кожухотрубных аппаратов без поперечных перегородок для расчета теплоотдачи можно рекомендовать соотношение (2.90). Определяющим размером в этом случае является эквивалентный диаметр

$$d_{экв}=\frac{4S}{\Pi}=\frac{D^2_{вн}-n_{тр}d^2_{нар}}{D_{вн}+n_{тр}d_{нар}}. \qquad (2.93)$$

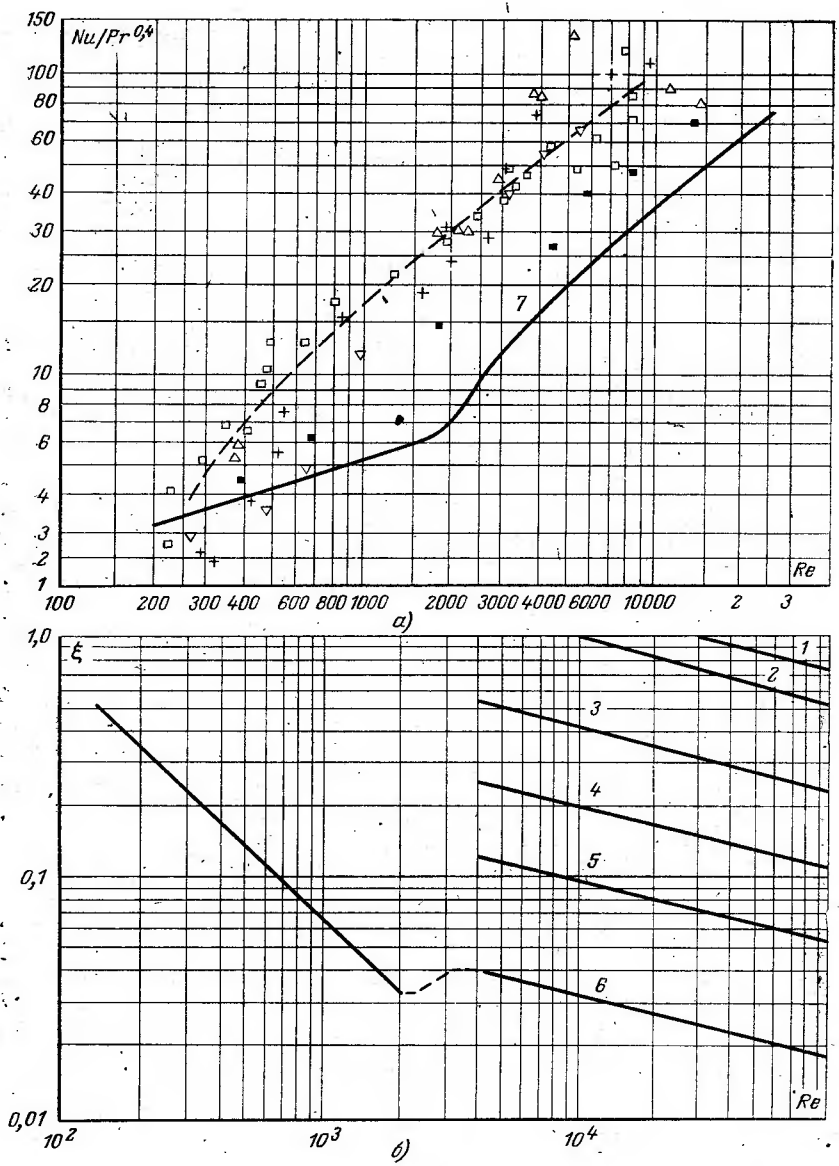


Рис. 2.28. Влияние спиральных турбулизаторов на теплоотдачу α (*а*) и коэффициент трения ξ (*б*) в зависимости от диаметра проволоки d и шага s.

□, *1* — d=2 мм, s=9,52 мм; △, *2* — d=2 мм, s=19,05 мм; +, *3* — d=2,03 мм, s=4,75 мм; ▽, *4* — d=0,8 мм, s=19,05 мм; ■, *5* — d=0,8 мм, s=38,1 мм; *6*, *7* — трубы без турбулизаторов.

Средняя скорость $\bar{w}$ относится к живому сечению S, которое вычисляется по формуле (2.75).

Близкий к поперечному характер обтекания пучка труб наблюдается в теплообменниках с установленными в межтрубном пространстве перегородками сегментного или концентрического типа. С учетом отклонения движения потока от точного поперечного и некоторых других

факторов средние значения коэффициентов теплоотдачи определяются по приближенным формулам [80]:

при коридорном расположении труб в пучке

$$\overline{\mathrm{Nu}}=0{,}154\mathrm{Re}^{0{,}6}\mathrm{Pr}^{0{,}33}; \tag{2.94}$$

при шахматном расположении труб в пучке

$$\overline{\mathrm{Nu}}=0{,}195\mathrm{Re}^{0{,}6}\mathrm{Pr}^{0{,}33}. \tag{2.95}$$

За определяющий размер здесь принят наружный диаметр труб $d_{\text{нар}}$. Характерная скорость w вычисляется по среднему минимальному живому сечению $\bar{S}_{\text{мин}}$.

Для перегородок сегментного типа

$$\bar{S}_{\text{мин}}=\frac{\pi D_{\text{вн}}h}{4}\left(1-\frac{d_{\text{нар}}}{s}\right); \tag{2.96}$$

для концентрических перегородок

$$\bar{S}_{\text{мин}}=\frac{\pi D_{\text{вн}}h}{2}\left(1-\frac{d_{\text{нар}}}{s}\right), \tag{2.97}$$

где $D_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр кожуха или рубашки аппарата; h — расстояние между соседними перегородками; s — шаг труб в поперечном к движению потока направлении.

Для предварительного охлаждения и осушки воздуха, как было сказано ранее, могут использоваться аппараты с оребренными трубками. Расчет теплообмена в таких аппаратах более сложен по сравнению расчетом теплообмена в гладкотрубных теплообменниках. Существует большое число расчетных соотношений, каждое из которых применимо лишь к определенному виду оребрения труб. Систематизация этих соотношений осуществлена в [3, 50, 75, 82].

Рассмотрим условия конвективной теплоотдачи для двух типов оребренных труб, используемых в холодильной и криогенной технике.

При поперечном обтекании потоком газа пучка труб с ленточным или шайбовым оребрением (рис. 2.1,*е*) рекомендуются следующие зависимости [111]:

для коридорного пучка

$$\overline{\mathrm{Nu}}=0{,}105\mathrm{Re}^{0{,}72}(h/s_{\text{р}})^{0{,}14}(d_{\text{нар}}/s_{\text{р}})^{-0{,}54}\psi C_s C_z; \tag{2.98}$$

для шахматного пучка

$$\overline{\mathrm{Nu}}=0{,}23\mathrm{Re}^{0{,}65}(h/s_{\text{р}})^{0{,}14}(d_{\text{нар}}/s_{\text{р}})^{-0{,}54}\psi C_s C_z. \tag{2.99}$$

Здесь h — высота ребра; $s_{\text{р}}$ — шаг ребер; $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр трубы; s_1, s_2, s_0 — поперечный, продольный и диагональный шаги труб соответственно; $\psi=1-0{,}058\sqrt{2a/(\lambda\delta_{\text{р}})}\,h$ — коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по высоте ребра; $\delta_{\text{р}}$ — толщина ребра; C_s — коэффициент, учитывающий расположение труб в пучке:

Коридорный пучок			
$s_2/d_{\text{нар}}$	1,4	1,7	2 и более
C_s	0,85	0,96	1,0

Для шахматного пучка

$$C_s=\left(\frac{s_1-d_{\text{нар}}}{s_0-d_{\text{нар}}}\right)^{0{,}2};$$

C_z — коэффициент, учитывающий число поперечных рядов z в пучке:

Коридорный пучок

z	1	2	3	4 и более
C_z	1,6	1,3	1,1	1,0

Шахматный пучок

z	1	4	6	8	10	16	20
C_z	0,8	0,95	0,98	0,99	1	1,015	1,025

В (2.98) и (2.99) определяющим размером является шаг ребер $s_р$. Скорость w, входящая в число Re, находится по площади суженного сечения

$$S_{мин}=\left[1-\frac{d_{нар}}{s_1}\left(1+2\frac{h}{s_р}\frac{\delta_р}{d_{нар}}\right)\right]S_ф,$$

где $S_ф$ — площадь фронтального сечения аппарата.

Соотношение (2.98) справедливо при Re=500÷25 000, $d_{нар}/s_р$=3÷8, $h/s_р$=0,36÷4,3, соотношение (2.99) — при Re=300÷22 500, $d_{нар}/s_р$==2,4÷3,5, $h/s_р$=0,36÷5, C_s=0,46÷2,18. Коэффициент теплоотдачи относится к полной поверхности оребренных труб.

Для теплообменных аппаратов, оребрение в которых выполнено в виде сплошных металлических пластин, пронизываемых пучком труб, применима расчетная зависимость А. А. Гоголина [25]:

$$\overline{Nu}=C\,Re^m\,(l/d_{экв})^n, \qquad (2.100)$$

где

$$d_{экв}=\frac{2(s-d_{нар})(s_р-\delta_р)}{(s-d_{нар})+(s_р-\delta_р)}$$

— эквивалентный диаметр; s — шаг труб в пучке; l — длина пластины по ходу газа; n=0,45+0,0066 $l/d_{экв}$; m=−0,28+8·10^{-5} Re; C==$A\cdot B$; B=1,36—24·10^{-5} Re.

Значения A в зависимости от величины $l/d_{экв}$ приведены ниже:

$l/d_{экв}$	5	10	20	30	40	50
A	0,412	0,326	0,201	0,125	0,080	0,0475

Соотношение (2.100) справедливо для коридорного расположения труб при s=s_1=s_2; $\delta_р$=2÷3 мм; Re=500÷10 000; $s_р/d_{нар}$=0,18÷0,35; $l/d_{экв}$=4÷50; $s/d_{нар}$=2÷5. Скорость относится к минимальному живому сечению.

В тех случаях, когда процесс теплообмена на оребренных поверхностях сопровождается осушкой воздуха с выпадением влаги в виде росы нли снега, условиый коэффициент теплоотдачи α' [35] определяется как

$$\alpha'=\xi\alpha \qquad (2.101)$$

при выпадении влаги в виде росы;

$$\alpha'=\frac{1}{1/\alpha\xi+\delta_{сн}/\lambda_{сн}} \qquad (2.102)$$

при выпадении влаги в виде снега.

Коэффициент «влаговыпадения» ξ, учитывающий влияние массообмена на теплообмен, определяется в зависимости от температуры

стенки.

При $t_{ст} > 0$ $\xi = 1 + 2{,}48 \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2}$;

при $t_{ст} < 0$ $\xi = 1 + 2{,}88 \frac{d_1 - d_2}{t_1 - t_2}$.

Здесь d — абсолютная влажность воздуха, г/кг сухого воздуха. Индексы 1 и 2 относятся к состоянию воздуха на входе и выходе из аппарата.

Теплопроводность снега можно принимать равной 0,1—0,2 Вт/(м·К). Толщина слоя снега определяется продолжительностью работы аппарата и условиями тепло- и массообмена.

Гидравлические потери в прямотрубных аппаратах. Потери давления при движении теплоносителей в прямотрубных аппаратах рассчитываются по рекомендациям, изложенным в § 2.6. При этом основная трудность расчета заключается в правильном определении коэффициентов сопротивления трения ξ и коэффициентов местных сопротивлений ζ. В общем случае коэффициент ξ зависит от режима течения жидкости, определяемого значением числа Re, геометрических характеристик проточной части аппарата, шероховатости стенок, соприкасающихся с движущимся потоком. Для гладких прямых каналов при ламинарном изотермическом режиме течения справедлив закон Хагена — Пуазейля:

$$\xi = A/\mathrm{Re}. \qquad (2.103)$$

Численные значения постоянной A зависят от формы поперечного сечения канала и имеют следующие значения [64]:

Форма сечения канала	$d_{экв}$	A
Круг диаметром d	d	64
Квадрат со стороной a	a	57
Кольцо шириной a	$2a$	96
Прямоугольник со сторонами a и b при:		
$a \ll b$	$2a$	96
$a/b = 0{,}25$	$1{,}6a$	73
$a/b = 0{,}5$	$1{,}3a$	62
Эллипс (a — малая и b — большая полуоси) при:		
$a/b = 0{,}3$	$1{,}4a$	73
$a/b = 0{,}5$	$1{,}3a$	68
$a/b = 0{,}7$	$1{,}17a$	65

Соотношение (2.103) справедливо для стабилизированного течения. Расчет потерь давления для труб круглого сечения с учетом влияния гидродинамического начального участка стабилизации $l_н$ [см. формулу (2.83)] при $x < l_н$ приведен в [76]:

$$dp = -\zeta \frac{\rho w^2}{2} \frac{dx}{d}; \qquad (2.104)$$

$$\Delta p = \overline{\zeta} \frac{\rho w^2}{2} \frac{x}{d}, \qquad (2.105)$$

где ζ и $\overline{\zeta}$ — соответственно локальный и средний коэффициенты гидравлического сопротивления, учитывающие затраты энергии не только на трение, но и на изменение скорости и кинетической энергии потока вследствие перестройки профиля скорости. (Здесь использован тот же

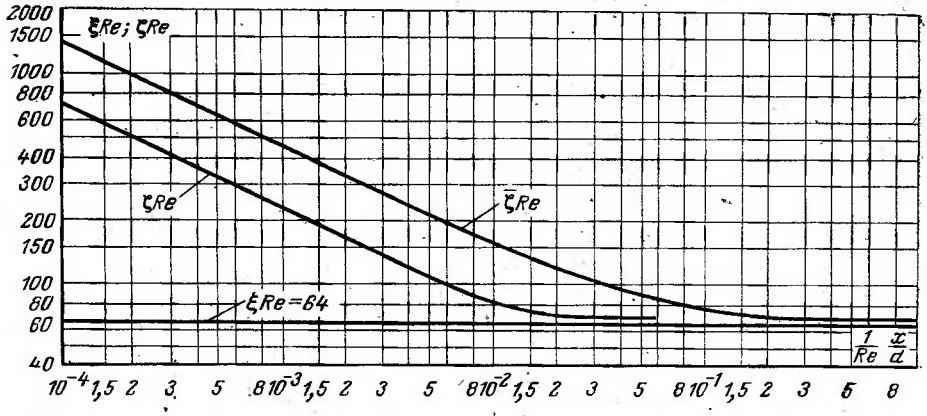


Рис. 2.29. Изменение локального и среднего коэффициентов сопротивлении на начальном участке круглой трубы.

символ ζ, что и для обозначения коэффициента местного сопротивления.)

Согласно [76] при $X = \frac{1}{\mathrm{Re}} \frac{x}{d} \leqslant 0{,}001$

$$\zeta \mathrm{Re} = 6{,}87 \left(\frac{1}{\mathrm{Re}} \frac{x}{d} \right)^{-1/2}; \tag{2.106}$$

$$\bar{\zeta} \mathrm{Re} = 13{,}74 \left(\frac{1}{\mathrm{Re}} \frac{x}{d} \right)^{-1/2}. \tag{2.107}$$

Зависимости $\bar{\zeta}\mathrm{Re}$ и $\zeta\mathrm{Re}$ от X показаны на рис. 2.29. При $x \geqslant l_н$ удобно пользоваться соотношением

$$\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho \bar{w}^2} = \bar{\zeta}_{x=l_н} \frac{l_н}{d} + \xi \frac{x - l_н}{d}, \tag{2.108}$$

где $\xi = 64/\mathrm{Re}$ — коэффициент сопротивления трения для стабилизированного течения.

Поскольку $\bar{\zeta}_{x=l_н} \mathrm{Re} = \mathrm{const}$ и $\frac{1}{\mathrm{Re}} \frac{l_н}{d} = \mathrm{const}$, то

$$\Delta p = \left(\frac{64}{\mathrm{Re}} \frac{x}{d} + k \right) \frac{\rho \bar{w}^2}{2}, \tag{2.109}$$

где $k \approx 1{,}12$.

Теоретическое решение для коэффициента сопротивления трения при турбулентном режиме течения имеет вид:

$$1/\sqrt{\xi} = 2{,}0 \lg (\mathrm{Re} \sqrt{\xi}) - 0{,}8. \tag{2.110}$$

Это соотношение представляет собой универсальный закон сопротивления Прандтля для гладких труб. Оно дает прекрасное совпадение с экспериментом и может быть экстраполировано практически до произвольно больших чисел Рейнольдса. Однако пользоваться выражением (2.110) неудобно, поскольку оно является трансцендентным уравнением. Для практического использования в области чисел $\mathrm{Re} = 3 \cdot 10^3 +$

$\div 1 \cdot 10^5$ можно рекомендовать формулу Блазиуса:

$$\xi = 0{,}3164/\mathrm{Re}^{0{,}25}, \qquad (2.111)$$

в области чисел $\mathrm{Re} = 1 \cdot 10^4 \div 1 \cdot 10^3$ — формулу Никурадзе:

$$\xi = 0{,}0032 + 0{,}221/\mathrm{Re}^{0{,}273}, \qquad (2.112)$$

или единую зависимость

$$\xi = \frac{1}{(1{,}82 \lg \mathrm{Re} - 1{,}64)^2}. \qquad (2.113)$$

Экспериментальные исследования турбулентного течения в каналах некруглого сечения показали, что они хорошо описываются формулами для круглой трубы. В качестве определяющего размера при вычислении числа Re в этом случае используется эквивалентный диаметр $d_{экв} = 4S/П$..

С учетом влияния неизотермичности расчет коэффициентов сопротивления трения можно выполнять по формулам [64]:

при ламинарном режиме течения

$$\xi = \frac{A}{\mathrm{Re}} \left(\frac{\mathrm{Pr}_{ст}}{\mathrm{Pr}_{ж}}\right)^{0{,}33} \left[1 + 0{,}22 \left(\frac{\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr}_{ж}}{\mathrm{Re}}\right)^{0{,}18}\right]; \qquad (2.114)$$

при турбулентном режиме течения

$$\xi = \xi_{из} (\mathrm{Pr}_{ст}/\mathrm{Pr}_{ж})^{0{,}33}, \qquad (2.115)$$

где $\xi_{из}$ рассчитывается по формулам (2.111), (2.112) или (2.113) для изотермического течения.

При ламинарном течении коэффициент гидравлического сопротивления ξ не зависит от шероховатости стенок канала. В области больших чисел Re трубы нельзя рассматривать как гидравлически гладкие. Наличие шероховатости является причиной образования вихрей и дополнительной потери энергии, вследствие чего сопротивление получается более высоким, чем это следует из приведенных формул. Анализ многочисленных экспериментальных наблюдений указывает на существование двух типов закономерностей для сопротивления в шероховатых трубах.

Первый тип характерен для грубой шероховатости поверхности (необработанный металл). В этом случае потери давления пропорциональны квадрату скорости и, следовательно, коэффициент ξ не зависит от числа Рейнольдса. Измерения, выполненные рядом исследователей, показали, что коэффициент сопротивления трения зависит только от относительной шероховатости δ/r, где δ — размер выступов, r — радиус канала.

Второй тип наблюдается при более мелкой шероховатости, которая имеет место в обычных стальных трубах. Коэффициент ξ при этом зависит не только от относительной шероховатости δ/r, но и от числа Рейнольдса.

Физически закон сопротивления определяется отношением размера выступов к толщине вязкого подслоя. Если все выступы шероховатости покрыты ламинарным подслоем, то труба является гидродинамически гладкой и коэффициент ξ зависит только от Re, т. е. $\xi = f(\mathrm{Re})$. Когда размеры вязкого подслоя и выступов соизмеримы, справедлива закономерность вида $\xi = f(\delta/r, \mathrm{Re})$. При размерах выступов, значительно больших толщины вязкого подслоя, $\xi = f(\delta/r)$.

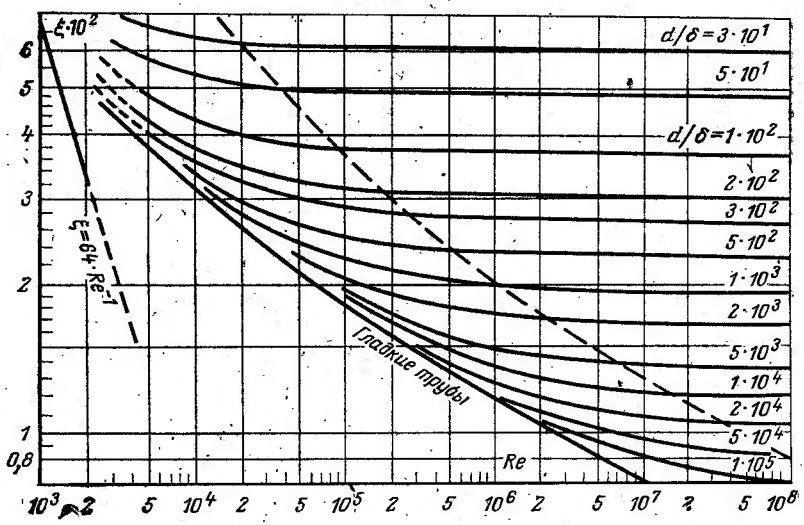


Рис. 2.30. Зависимость коэффициента ξ от Re и d/δ для гладких и шероховатых труб [64].

Чем меньше размер выступов, тем при большем значении числа Re проявляется влияние шероховатости, так как толщина вязкого подслоя убывает с ростом скорости. На рис. 2.30 представлена зависимость коэффициента сопротивления трения ξ от Re и d/δ для гладких и шероховатых труб (d — диаметр трубы). Пунктирной линией обозначена граница, начиная с которой коэффициент ξ является функцией только относительной шероховатости.

Расчетное соотношение для коэффициента сопротивления трения при полном проявлении шероховатости имеет вид:

$$\xi = \frac{1}{(2\lg(r/\delta) + 1{,}74)^2}. \qquad (2.116)$$

Для всей переходной области Коулбрук и Уайт получили формулу [106]

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 1{,}74 - 2\lg\left(\frac{\delta}{r} + \frac{18{,}7}{\mathrm{Re}\sqrt{\xi}}\right), \qquad (2.117)$$

которая при $\delta \to 0$ переходит в соотношение (2.110) для гидравлически гладкой трубы, а при $\mathrm{Re} \to \infty$ — в соотношение (2.116) для шероховатой трубы.

Для пучков труб при продольном омывании коэффициент сопротивления трения подсчитывается по формулам для прямых каналов при условии подстановки вместо d величины $d_{экв}$.

При поперечном омывании пучков труб потери давления удобно рассчитывать по формуле (2.66), рассматривая ряды труб как последовательно включенные местные сопротивления. Коэффициент ζ в этом случае определяется по формулам [64]:

для шахматных пучков при $s_1/d < s_2/d$

$$\zeta = (4 + 6{,}6z)\,\mathrm{Re}^{-0{,}28}; \qquad (2.118)$$

для шахматных пучков при $s_1/d > s_2/d$

$$\zeta = (5{,}4 + 3{,}4z)\,\mathrm{Re}^{-0{,}28}; \qquad (2.119)$$

для коридорных пучков

$$\zeta = (6+9z)/(s_1/d)^{-0,23}\mathrm{Re}^{-0,26}. \qquad (2.120)$$

Здесь z — число рядов труб на пути движения потока. Скорость отнесена к среднему минимальному сечению, определяющим размером является диаметр трубы $d_{\text{нар}}$.

2.8. Витые теплообменные аппараты

Наибольшее распространение в установках криогенной техники получили витые теплообменники, отличающиеся достаточно высокой технологичностью, большой компактностью, относительно малым гидравлическим сопротивлением. Компактность $S_т$, м²/м³, этих аппаратов достигает нескольких сотен, а в отдельных случаях — нескольких тысяч, эффективность $\varepsilon_т = 0,95 \div 0,97$. Схема аппарата витого типа приведена на рис. 2.31. Основным элементом теплообменника являются гладкие трубы *2*, навитые в несколько слоев на полый заглушенный сердечник *1*. На внешней поверхности обечайки *4*, изготавливаемой из листового металла, устанавливаются патрубки *5* для подвода и отвода теплоносителя. Зазор между соседними слоями труб, необходимый для прохода газа, обеспечивается несколькими продольно установленными прокладками *3*, выполненными в виде медных или латунных полос толщиной 1—3 мм. Концы труб после намотки выводятся в отверстия коллекторов *6* и опаиваются. Поток высокого давления направляют, как правило, в трубы, а обратный поток низкого давления движется противотоком в межтрубном пространстве.

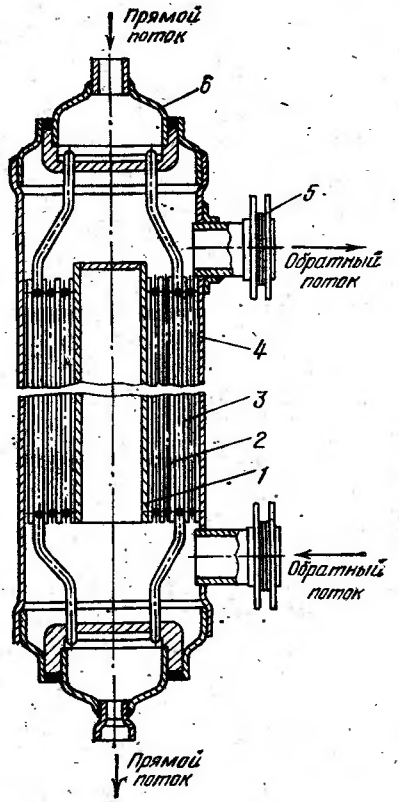


Рис. 2.31. Витой теплообменник.

При изготовлении витых теплообменников применяют *плотную, разреженную* или *шаговую* навивку гладких труб на сердечник (рис. 2.32). Аппараты с плотной навивкой наиболее компактны и просты в изготовлении. В теплообменниках с разреженной и шаговой навивкой обеспечиваются лучшие условия теплоотдачи в межтрубном пространстве. Как видно из рис. 2.32, шаговая навивка выполняется без дистанционных прокладок, и каналы для прохода теплоносителя в этом случае образуются вследствие чередования правой и левой намоток от одного ряда к другому.

Для повышения скорости движения потока в межтрубном пространстве витые теплообменники при большом числе труб изготовляются многозаходными. В этом случае живое сечение уменьшается за счет

снижения числа слоев навивки. Количество заходов труб увеличивается от ряда к ряду примерно пропорционально росту среднего диаметра навивки. При выполнении этого условия длина всех труб оказывается примерно одинаковой, и, таким образом, обеспечивается приблизительное равенство гидравлических сопротивлений и расходов в них.

В табл. 2.4 в качестве примера приведена характеристика навивки гладкотрубного теплообменника, внутри трубок (d=10×1,5 мм) которого проходит сжатый воздух (p≈20 МПа), а в межтрубном пространстве — азот низкого давления (p≈≈0,13 МПа). Площадь теплопередающей поверхности этого аппарата равна 58,7 м², а диаметры сердечника и обечайки соответственно 0,15 и 0,32 м. Количество труб — 27. Теплопередающая поверхность витых теплообменников чаще всего изготавливается из медных трубок, реже используются трубки из нержавеющей стали. В последние годы все более широкое применение находят трубки из алюминиевых сплавов.

Таблица 2.4

Характеристики навивки гладкотрубного теплообменника [80]

Номер ряда	Средний диаметр ряда, м	Число заходов в ряду	Длина каждого змеевика в ряду, м	Число витков в змеевике
1	0,164	3	83,5	161,6
2	0,193	4	73,3	121,2
3	0,221	4	80,5	121,2
4	0,250	5	75,9	97,0
5	0,278	5	84,8	97,0
6	0,307	6	77,9	80,8

В табл. 2.5 и 2.6 приведены размеры и массовые характеристики труб из меди, алюминия и алюминиевых сплавов, применяемых в настоящее время в криогенной технике.

Таблица 2.5

Размеры и масса круглых тянутых и холоднокатаных мягких и твердых труб из меди марки М3р (ГОСТ 859-78)

Наружный диаметр, мм		Толщина стенки, мм		Масса 1 м трубы, кг	Наружный диаметр, мм		Толщина стенки, мм		Масса 1 м трубы, кг
номинальный	предельное отклонение	номинальная	предельное отклонение		номинальный	предельное отклонение	номинальная	предельное отклонение	
3	—0,15	0,5	±0,07	0,035	18	—0,20	1,5	±0,15	0,692
5	—0,15	1,0	±0,10	0,112	18	—0,20	2,0	±0,20	0,894
6	—0,15	0,5	±0,07	0,077	22	—0,24	1,0	±0,10	0,587
6	—0,15	1,0	±0,10	0,140	22	—0,24	1,5	±0,15	0,859
8	—0,15	0,5	±0,07	0,105	22	—0,24	4,0	±0,30	2,012
8	—0,15	1,0	±0,10	0,196	24	—0,24	2,0	±0,20	1,230
8	—0,15	1,5	±0,15	0,272	25	—0,24	5,0	±0,40	2,795
10	—0,15	0,5	±0,07	0,133	28	—0,24	1,5	±0,15	1,111
10	—0,15	1,0	±0,10	0,252	35	—0,30	1,5	±0,15	1,404
10	—0,15	2,0	±0,20	0,447	45	—0,30	1,5	±0,15	1,823
12	—0,20	1,0	±0,10	0,307	55	—0,40	1,5	±0,15	2,243
12	—0,20	2,0	±0,20	0,559	55	—0,40	2,0	±0,20	2,962
14	—0,20	1,0	±0,10	0,363	70	—0,40	2,0	±0,20	3,801
15	—0,20	2,5	±0,25	0,873	85	—0,50	2,0	±0,20	4,639
16	—0,20	3,0	±0,25	1,090	100	—0,50	2,0	±0,20	5,477
18	—0,20	1,0	±0,10	0,475					

Витые гладкотрубные аппараты различаются не только по способу навивки труб на сердечник, но также и по количеству потоков теплоносителей, участвующих в теплообмене, типу коллекторов, значениям рабочих давлений и т. д.

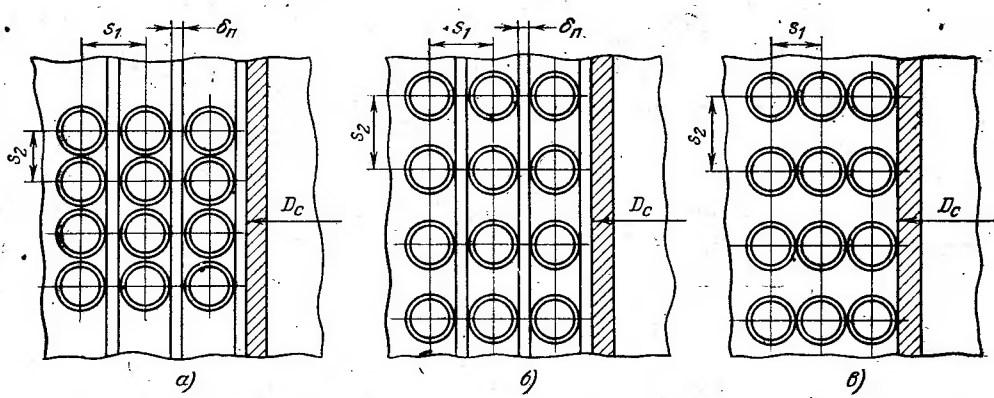


Рис. 2.32. Способы навивки труб на сердечник (D_c — диаметр сердечника).
а — плотная навивка ($s_1=d_{нар}+\delta$, $s_2=d_{нар}$); *б* — разреженная навивка ($s_1=d_{нар}+\delta$; $s_2>d_{нар}$); *в* — шаговая навивка ($s_1=d_{нар}$, $s_2>d_{нар}$).

На рис. 2.33 приведен схематический чертеж двухпоточного витого многоходового теплообменника, используемого в ВРУ КтА-12-2. Избыточное рабочее давление газов в теплообменнике равно 0,6 МПа. Поверхность нагрева аппарата выполнена из 240 трубок диаметром 10×1 мм и длиной около 34 м каждая, изготовленных, как и корпус, из нержавеющей стали 12Х18Н10Т. Концы трубок с помощью аргонодуговой сварки вварены с шагом 14 мм в коллекторы фланцевого типа.

Для организации теплообмена одновременно между несколькими рабочими средами используются более сложные конструкции трех- и многопоточных теплообменных аппаратов. На рис. 2.34 показано устройство трехпоточного теплообменника установки К-0,04. Поверхность теплообмена этого аппарата выполнена из теплообменных элементов типа «труба в трубе», по внутренним трубкам которых движется кислород, сжатый до давления 16,5 МПа, а по кольцевому зазору проходит поступающий на разделение воздух при давлении 10—12 МПа. С внешней стороны трубы омываются потоком азота, отбираемого из верхней части ректификационной колонны. В аппарате применены *кольцевые* коллекторы из меди, в которые вварены муфты соответствующего размера для крепления в них на пайке труб малого (5×1 мм) и большого (10×1,5 мм) диаметров.

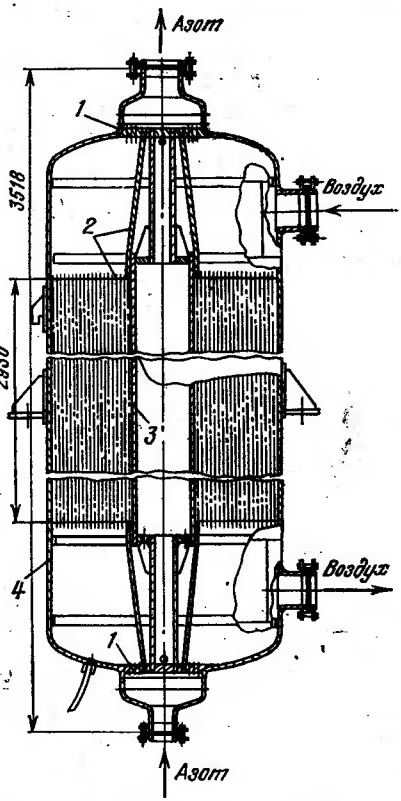


Рис. 2.33. Двухпоточный витой теплообменник низкого давления.
1 — коллектор; *2* — трубки; *3* — сердечник; *4* — обечайка.

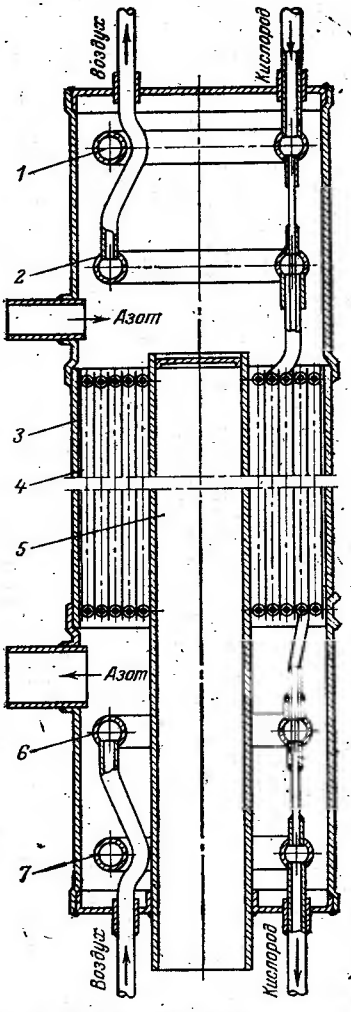


Рис. 2.34. Трехпоточный теплообменник с кольцевыми коллекторами.

1, 7 — кислородные коллекторы; *2, 6* — воздушные коллекторы; *3* — обечайка; *4* — труба; *5* — сердечник.

На рис. 2.35 показан коллектор фланцевого типа, разработанный для трехпоточного теплообменника высокого давления.

Схема расположения коллекторов в аппарате с секцией труб для дополнительного (третьего) потока показана на рис. 2.36. Для уплотнения крышек коллекторов в теплообменниках, работающих при повышенных давлениях, как правило, используются прокладки из отожженной меди или алюминия.

Стремление к уменьшению суммарной наружной поверхности элементов и узлов криогенных установок с целью снижения внешних теплопритоков привело к созданию многосекционных аппаратов, используемых вместо двух или нескольких последовательно включенных теплообменников. На рис. 2.37 изображен двухсекционный переохладитель ожиженных газов (азота и кубовой жидкости) ВРУ Кт-12 (БР-1), перерабатывающий 62 тыс. м^3/ч воздуха. Кубовая жидкость после адсорберов поступает в нижнюю часть переохладителя при давлении 0,58 МПа, где охлаждается до температуры 96 К за счет подогрева отходящего из верхней колонны газообразного азота (p=0,14 МПа). В трубах верхней секции переохладителя происходит охлаждение ожиженного азота, отводимого из конденсатора нижней ректификационной колонны при давлении 0,58 МПа.

Одним из недостатков витых теплообменников, выполненных из гладких труб, являются худшие условия теплоотдачи в межтрубном пространстве по сравнению с теплоотдачей в трубах. В частности, в аппаратах высокого давления коэффициенты теплоотдачи прямого и обратного газообразных потоков могут различаться в 3—5 раз, а при течении в трубах ожиженных газов — в 8—10 раз. Увеличение наружной поверхности труб за счет оребрения позволяет существенно улучшить тепловые характеристики аппарата при одновременном снижении его массы и габаритов. В современных теплообменниках для этих целей используются медные трубы с поперечными спиральными ребрами, изготовленные методом холодной прокатки. Профиль такой трубы и способы ее навивки на сердечник показаны на рис. 2.38.

Наиболее распространенными способами намотки труб являются способы, показанные на рис. 2.38,*б* и *в*. Роль дистанционных прокладок в этом случае выполняют ребра. Для увеличения скорости рабочей среды в межтрубном пространстве и улучшения условий обтекания ореб-

Таблица 2.6

Геометрические характеристики и масса труб из алюминия и алюминиевых сплавов (ГОСТ 4784-74) длиной от 1 до 6 м

Геометрические характеристики				Масса 1 м, кг		
Наружный диаметр, мм		Толщина, мм		АД	АМцС	АМг6
номинальный	предельное отклонение	номинальная	предельное отклонение	(ГОСТ 18475-73)	(ТУ 1-3-65-75)	(ГОСТ 18475-73)
6	−0,15	1,0	±0,10	—	0,043	0,042
8				—	0,060	0,058
10				0,077	0,078	0,075
10		1,5	±0,14	0,108	0,110	0,106
12				0,134	0,135	0,131
16				0,185	—	—
16		2,0	±0,18	0,238	—	—
16		2,5	±6,20	—	0,29	0,28
18		1,5	±0,14	—	0,20	—
20				—	0,24	—
20		2,5	±0,20	—	0,375	0,364
24	−0,20	2,0	±0,18	—	0,38	—
25				0,39	—	—
25		1,5	±0,14	—	0,302	—
25		2,5	±0,20	0,48	0,504	0,47
30		1,0	±0,10	—	0,25	—
30		2,5	±0,20	—	0,615	0,57
32		2,0	±0,18	—	0,51	—
36				—	0,58	—
40				—	0,65	—
40	−0,25	3,0	±0,25	—	0,95	0,924
45		2,0	±0,18	—	0,74	—
50		2,5	±0,20	—	1,02	0,99
55	−0,30			—	—	1,093
65				—	—	1,301
70	−0,35	4,0	±0,70	—	—	2,19
80		2,5	±0,20	—	—	1,6
80		4,0	±0,70	—	—	2,43

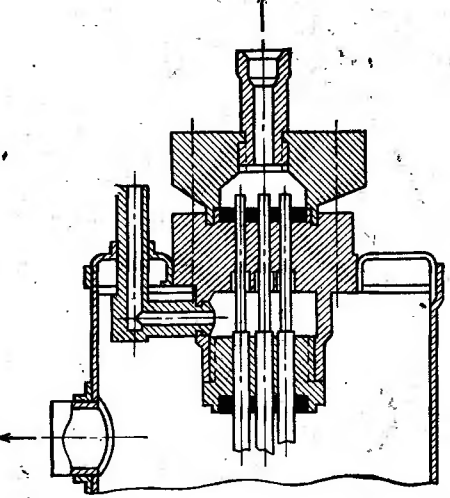


Рис. 2.35. Фланцевый коллектор трехпоточного теплообменника высокого давления.

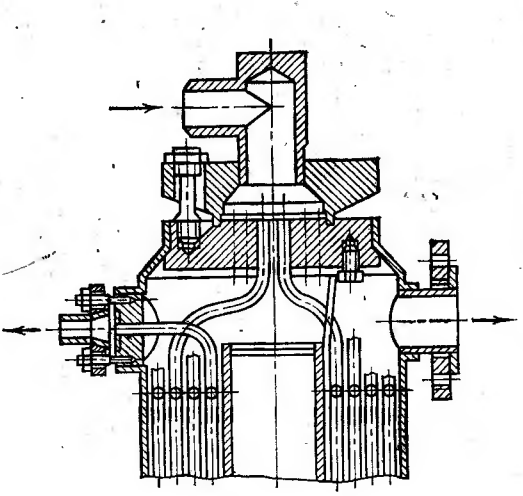


Рис. 2.36. Устройство коллекторов теплообменника высокого давления с секцией труб для дополнительного потока.

ренных труб потоком газа в зазоры между трубами часто укладывают хлопчатобумажный шнур.

Геометрические характеристики некоторых оребренных медных труб, полученных методом холодной прокатки, приведены в табл. 2.7.

Все более широкое распространение находит оребрение труб проволокой круглого сечения. Проволока к трубе не припаивается, а плотный контакт достигается за счет упругой деформации, создаваемой в процессе ее навивки. Взаимное расположение труб, оребренных проволокой, при их навивке на сердечник теплообменного аппарата показано на рис. 2.39.

Оребренные трубы навиваются на сердечник слоями. Значения поперечного s_1 и продольного s_2 шагов при этом постоянными не выдерживаются. Продольный шаг зависит от диаметра проволоки $d_п$ и может изменяться в пределах от $s_{2мин}=d_{нар}+d_п$ до $s_{2макс}=d_{нар}+2d_п$, поперечный — от $s_{1мин}=0{,}866\,s_{2мин}$ до $s_{1макс}=0{,}866\,s_{2макс}$. Средние значения s_1 и s_2 принимаются равными:

$$s_2=d_{нар}+(1{,}3\div 1{,}7)\,d_п; \qquad (2.121)$$

$$s_1=0{,}866 s_2. \qquad (2.122)$$

Таблица 2.7

Характеристики оребренных медных труб [88]

Характеристика	Размер гладкотрубной заготовки, мм			
	8×1,5	11×1,5	12×2	13×2,5
Размеры оребренной трубы, мм:				
внутренний диаметр $d_{вн}$	4,6—4,7	7,0—7,8	6,5—7,5	7,7
наружный диаметр $d_{нар}$	6,1	7,9—8,9	7,4—8,6	9,3
диаметр ребра $D_р$	10,5—11	13,8—14,5	15,5—16,5	16,5—17,5
средняя толщина ребра $\delta_р$	0,3	0,45	0,5	0,5
шаг ребер $s_р$	1,6	1,75	2,2	2,2
Площадь наружной поверхности на единицу длины трубки, м²/м	0,0965	0,1284	0,1542	0,1717
Коэффициент оребрения φ	6,7	5,2	7,5	7,1

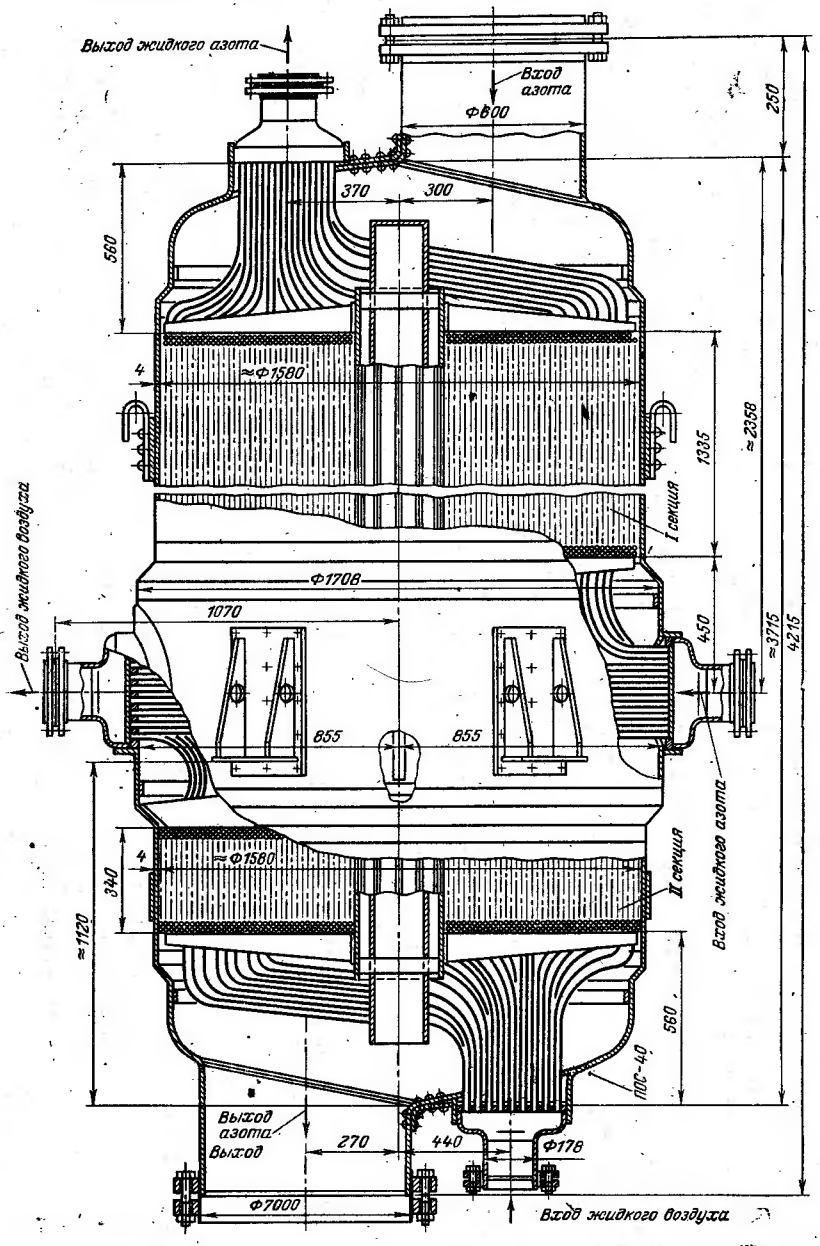


Рис. 2.37. Переохладитель сжиженных газов.

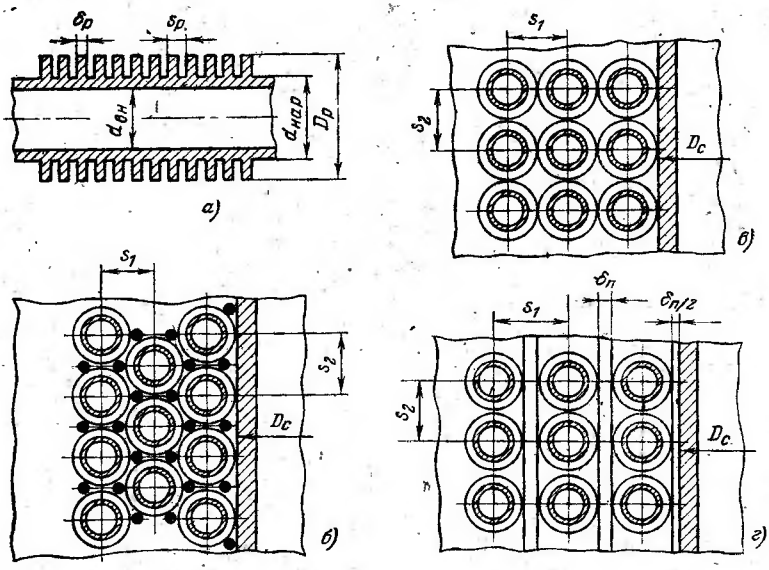


Рис. 2.38. Профиль оребренной трубы (*а*) и намотка оребренной трубы на сердечник без прокладки с хлопчатобумажным шнуром (*б*), без прокладки (свободная навивка) (*в*), с прокладкой (*г*).

Геометрические характеристики труб с проволочным оребрением приведены в табл. 2.8. Соответствующие характеристики витых поверхностей теплообмена представлены в табл. 2.9.

Таблица 2.8

Геометрические характеристики медных труб, оребренных проволокой

Наружный диаметр трубы $d_{нар}$, мм	Внутренний диаметр трубы $d_{вн}$, мм	Диаметр проволоки $d_п$, мм	Шаг оребрения $s_р$, мм	Поверхность 1 м оребренной трубы $F_{ор}\times10^3$, м²/м	Объем 1 м оребренной трубы $V_{ор}\times10^6$, м³/м	Масса 1 м оребренной трубы $M_{ор}\times10^3$ кг/м
1,0	0,6	0,16	0,55	6,50	0,919	5,67
1,5	1,2	0,25	0,90	9,58	2,086	8,4
2,0	1,3	0,33	1,10	13,25	3,715	21,3
3,0	2,4	0,50	2,0	18,20	8,16	32,4
4,0	3,2	0,80	2,50	27,88	15,62	67,5
5,0	4,0	0,80	2,75	32,54	22,99	92,8
6,0	5,0	1,0	4,0	36,36	32,64	115,9
7,0	5,4	1,2	3,85	47,49	46,12	207,1
8,0	6,0	1,5	5,0	53,62	60,92	291,1
10,0	7,0	1,6	5,50	65,01	91,97	475,6

Согласно рекомендациям НПО «Гелиймаш» число слоев оребренных труб при изготовлении теплообменников должно быть не менее трех, а число рядов по высоте аппарата — не менее пяти. Во избежание «проскока» газа необходимо уплотнять зазор между последним слоем труб и обечайкой. Теплообменники из труб, оребренных проволокой, чаще всего используются в гелиевых рефрижераторах и ожижителях.

Представление о компоновке витых теплообменников в рефрижераторах и ожижителях дает рис. 2.40, на котором изображен криоблок установки Г-45.

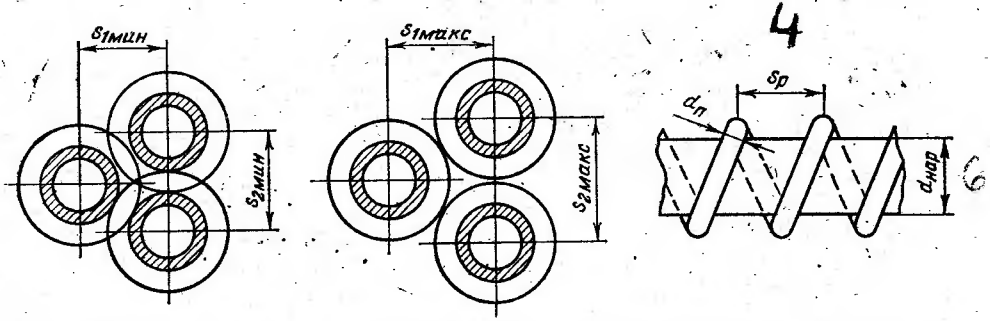


Рис. 2.39. Взаимное расположение труб, оребренных проволокой, при навивке на сердечник.

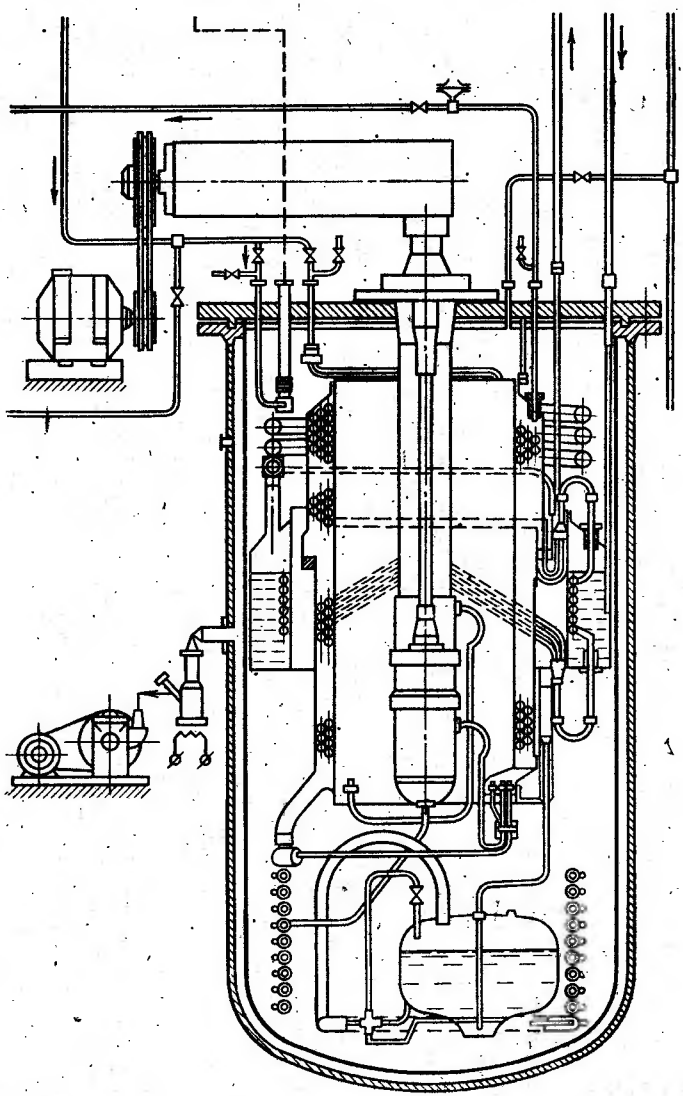


Рис. 2.40. Блок ожижения гелия (криоблок) установки Г-45.

При конструировании витых теплообменников задаются внутренним $d_{вн}$ и наружным $d_{нар}$ диаметрами труб, шагом $s_р$, диаметром $D_р$, высотой $h_р$ и толщиной $\delta_р$ ребер, диаметром сердечника $D_с=(10\div20)\,d_{нар}$, поперечным s_1 и продольным s_2 шагами, зависящими от выбранного типа намотки и толщины дистанционной прокладки $\delta_п$, а также средними скоростями рабочих сред в трубном $\bar{w}_1$ и межтрубном $\bar{w}_2$ пространствах. Значения скорости $\bar{w}_1$ принимаются примерно такими же, как для кожухотрубных аппаратов (см. § 2.7). Значение $\bar{w}_2$, отнесенное к площади среднего сечения $\bar{S}_2$ свободного объема межтрубного пространства, в зависимости от давления газа выбирается равным 0,5—5 м/с.

Таблица 2.9

Геометрические характеристики оребренных поверхностей теплообмена

Наружный диаметр трубы $d_{нар}$, мм	Средний поперечный шаг труб s_1, мм	Средний продольный шаг труб s_2, мм	Эквивалентный диаметр $d_{экв}$, мм	Отношение площади среднего сечения свободного объема к площади фронтального сечения $S_{уд}=\bar{S}_2/S_ф$, м²/м²	Коэффициент оребрения $F_{ор}/F_{вн}$	Удельная площадь поверхности $S_т$, м²/м³
1,0	1,10	1,20	0,26	0,312	3,45	4874
1,5	1,65	1,85	0,42	0,330	2,54	3100
2,0	2,20	2,50	0,57	0,338	3,25	2358
3,0	3,20	3,55	0,77	0,300	2,41	1562
4,0	4,60	5,10	1,19	0,346	2,76	1165
5,0	5,35	6,10	1,23	0,303	2,59	985
6,0	6,50	7,35	1,92	0,348	2,31	726
7,0	7,60	8,65	1,72	0,307	2,80	714
8,0	8,85	10,10	2,10	0,324	2,85	595
10,0	10,70	12,20	2,42	0,300	2,96	495

При известных объемных расходах рабочих сред V_1 и V_2 число труб аппарата $n_{тр}$ находится из соотношения (2.74)

$$n_{тр}=\frac{V_1}{\bar{w}_1\dfrac{\pi d^2_{вн}}{4}}.$$

Значение $n_{тр}$ округляют до ближайшего значения, соответствующего правильному расположению труб в трубной решетке (см. табл. 2.1 и 2.2).

Геометрические характеристики межтрубного пространства рассчитываются по средней площади сечения $\bar{S}_2$ свободного объема навивки, которое для заданной скорости $\bar{w}_2$ определяется по формуле

$$\bar{S}_2=V_2/\bar{w}_2. \qquad (2.123)$$

Величина $\bar{S}_2$ связана с площадью поперечного сечения аппарата S_A соотношением

$$S_A=\frac{\pi D^2_с}{4}+\frac{\bar{S}_2}{S_{уд}}, \qquad (2.124)$$

где $S_{уд}=\bar{S}_2/S_ф$ — удельная площадь свободного сечения намотки (отношение площади среднего сечения свободного объема к площади фронтального сечения намотки), м²/м²:

для гладких труб

$$S_{уд} = 1 - \frac{\frac{\pi d^2_{нар}}{4}}{s_1 s_2}; \qquad (2.125)$$

для труб, оребренных методом холодной прокатки,

$$S_{уд} = 1 - \frac{\pi}{4 s_1 s_2}\left[d^2_{нар} + (D^2_р - d^2_{нар})\frac{\delta_р}{s_р}\right]. \qquad (2.126)$$

Значения $S_{уд}$ для труб с проволочным оребрением берутся из табл. 2.9.

Зная S_A, легко рассчитать внутренний диаметр обечайки $D_{вн}$ и число слоев $n_с$ намотки:

$$D_{вн} = \sqrt{\frac{4}{\pi} S_A}; \qquad (2.127)$$

$$n_с = \frac{D_{вн} - D_с}{2 s_1}. \qquad (2.128)$$

Полученное значение $n_с$ округляется до целого числа, после чего уточняется внутренний диаметр обечайки по формуле

$$D_{вн} = D_с + 2 n_с s_1. \qquad (2.129)$$

С учетом того, что площади наружной поверхности гладкой и оребренной труб длиной 1 м соответственно равны:

$$F^{гл}_{нар} = \pi d_{нар} \qquad (2.130а)$$

и

$$F^{уд}_{нар} = \pi d_{нар} + \frac{\pi}{2}(D^2_р - d^2_{нар})\frac{1}{s_р}, \qquad (2.130б)$$

определяется средняя длина $\bar{l}$ трубы в намотке и высота намотки H:

$$\bar{l} = \frac{F_{нар}}{n_{тр} F^{уд}_{нар}}; \qquad (2.131)$$

$$H = \frac{2 n_{тр} \bar{l} s_2}{n_с \pi (D_{вн} + D_с) \cos\beta}. \qquad (2.132)$$

Здесь $F_{нар}$ — площадь наружной теплопередающей поверхности аппарата, которая определяется из (2.11) с использованием (2.150) или (2.151); β — угол наклона труб к диаметральной плоскости, который определяется из условия

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{2 n_{тр} s_2}{n_с \pi (D_{вн} + D_с)}.$$

Средний диаметр любого слоя намотки $\bar{D}_{сл}$ и число заходов $n_{зах}$ находятся по формулам:

$$\bar{D}_{сл} = D_с + s_1(2z - 1), \qquad (2.133)$$

где z — порядковый номер слоя;

$$n_{зах} = \frac{2 n_{тр} \bar{D}_{сл}}{n_с (D_{вн} + D_с)}. \qquad (2.134)$$

Полученные значения $n_{зах}$ для каждого слоя округляются до целого числа, но так, чтобы выполнялось равенство $\sum_{z=1}^{n_с} n_{зах} = n_{тр}$.

На заключительном этапе конструкторского расчета аппарата проверяется действительная длина труб в каждом слое намотки

$$l = \frac{\pi \overline{D}_{сл} H \cos\beta}{s_2 n_{зах}}, \qquad (2.135)$$

которая сравнивается со средним значением $\bar{l}$.

Теплоотдача и гидравлическое сопротивление при течении в изогнутых трубах витых теплообменников. Для искривленного потока жидкости или газа характерно появление центробежных сил, значения которых по сечению канала неодинаковы. В центре трубы, где скорость максимальна, эти силы имеют наибольшее значение. В направлении к стенкам трубы скорость среды уменьшается и влияние центробежного эффекта становится меньше. Такое распределение сил по сечению изогнутого канала приводит к возникновению поперечной вторичной циркуляции, обусловливающей сложное движение рабочей среды по двум «сплющенным» спиралям с разным направлением вращения. Вторичная циркуляция наблюдается как при ламинарном, так и при турбулентном режимах течения, при этом влияние степени кривизны на интенсивность

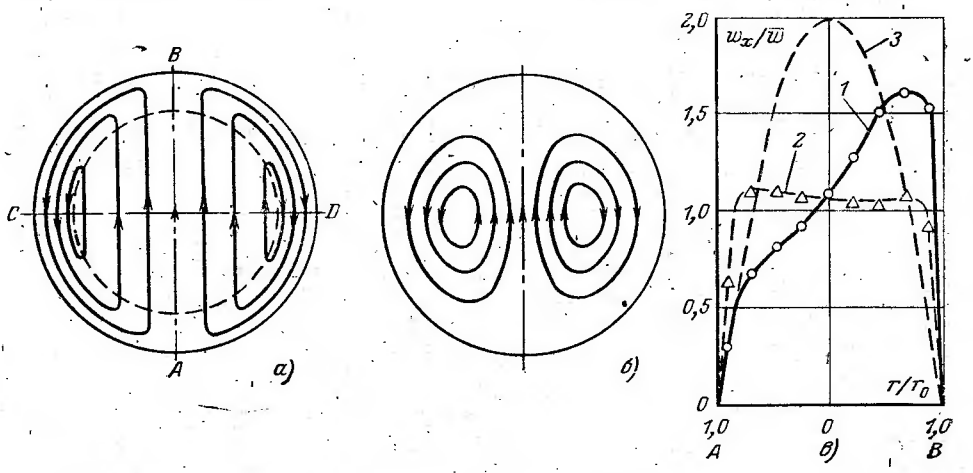


Рис. 2.41. Ламинарное течение жидкости в изогнутой трубе [76].
а—б — поперечная циркуляция при больших и малых значениях K соответственно; *в* — профили скорости в плоскостях AB (*1*), CD (*2*) и профиль Пуазейля (*3*).

этой циркуляции, а следовательно, и на характер течения в целом при ламинарном режиме значительно сильнее, чем при турбулентном.

Действие кривизны при ламинарном режиме оценивают числом Дина K:

$$K = Re\sqrt{d/D}, \qquad (2.136)$$

где $Re = \bar{w}d/\nu$; d — диаметр трубы; $D = 2R$; R — радиус кривизны изогнутого канала.

При значениях $K < 13{,}5$ поперечная циркуляция в потоке еще отсутствует и кривизна канала не оказывает заметного влияния на режим течения. В этом случае можно пользоваться распределениями скорости по сечению канала, законами сопротивления и теплоотдачи, справедливыми для прямых труб.

Предельное значение числа Рейнольдса для рассматриваемого случая ламинарного течения, как следует из (2.136), равно:

$$Re_{пр} = 13{,}5\sqrt{D/d}. \qquad (2.137)$$

При $K > 13{,}5$ проявляется действие вторичной циркуляции. Изменяются профиль скорости и законы гидравлического сопротивления и теплоотдачи. На рис. 2.41 показан характер поперечной циркуляции при больших и малых значениях K, а также профили скорости в двух взаимно перпендикулярных плоскостях при $D/d=40$ и $Re=4000$.

Критическое число Рейнольдса, соответствующее переходу от ламинарного режима к турбулентному, зависит от радиуса кривизны трубы, возрастая с уменьшением последнего. В изогнутых трубах $Re_{кр} > 2300$, т. е. значительно больше значения, характерного для прямых труб.

Для определения $Re_{кр}$ можно использовать следующее эмпирическое соотношение:

$$Re_{кр} = 18\,500\ (D/d)^{-0{,}28}, \qquad (2.138)$$

которое справедливо при $6 \leqslant D/d \leqslant 400$.

Таким образом, вся область течения в изогнутых трубах может быть разбита на три зоны (рис. 2.42). В зоне *I* имеет место ламинарное течение без поперечной циркуляции. Зона *II*, где $Re_{пр} < Re < Re_{кр}$, соответствует ламинарному течению с поперечной циркуляцией. Для зоны *III*, в которой $Re > Re_{кр}$, характерным становится турбулентное течение при наличии вторичной циркуляции. Для расчета теплоотдачи и коэффициентов сопротивления трения в первой зоне применимы соотношения для ламинарного течения в прямых трубах (см. 2.7).

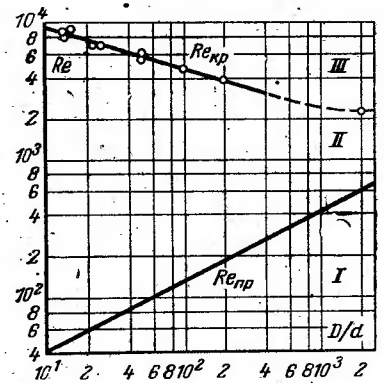


Рис. 2.42. Зависимость $Re_{кр}$ и $Re_{пр}$ от D/d для изогнутых труб.

При $Re_{пр} < Re < Re_{кр}$ теплоотдача вследствие наличия вторичной циркуляции заметно интенсивнее, чем в прямых трубах. В этом случае удовлетворительные результаты дает применение формулы М. А. Михеева для турбулентного течения в каналах (2.90) [102].

Коэффициент сопротивления трения ξ_R в змеевиках из круглых труб может быть определен по эмпирической формуле [76], которая хорошо согласуется с экспериментом при $13{,}5 < K < 5000$:

$$\xi_R/\xi = 21{,}5K/(1{,}56+\lg K)^{5{,}73}, \qquad (2.139)$$

где ξ — коэффициент сопротивления трения для прямой трубы при том же значении Re.

Если $Re > Re_{кр}$, то средний коэффициент теплоотдачи определяется по формуле М. А. Михеева с учетом влияния кривизны трубы

$$\overline{Nu} = \left(1 + 1{,}77\,\frac{d_{вн}}{R_{ср}}\right) 0{,}021 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}43} (Pr_ж/Pr_c)^{0{,}25}, \qquad (2.140)$$

где $R_{ср} = (D_{вн}+D_c)/4$ — средний радиус навивки.

Для коэффициента сопротивления трения ξ_R в области турбулентного течения рекомендуется формула [106]

$$\xi_R/\xi = 1 + 0{,}075 Re^{0{,}25} (d/D)^{0{,}5}. \qquad (2.141)$$

Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в межтрубном пространстве витых теплообменников. Расчет гидравлического сопротивления и теплоотдачи в межтрубном пространстве витых теплообменников до настоящего времени базируется на методиках, в основе которых лежат эмпирические соотношения, полученные в результате тепловых и гидравлических испытаний некоторых типов витых поверхностей теплообмена. Применительно к иному типу витого теплообменника эти эмпирические соотношения могут быть использованы лишь для получения результатов оценочного характера.

Для расчета теплоотдачи и гидравлических потерь в межтрубном пространстве витых аппаратов с гладкими трубами и трубами, оребренными методом холодной прокатки, рекомендуются зависимости вида

$$\overline{\mathrm{Nu}}=A\mathrm{Re}^{a}; \qquad (2.142)$$

$$\mathrm{Eu}=nB\mathrm{Re}^{-b}. \qquad (2.143)$$

За характерный размер здесь принимается наружный диаметр гладкой трубы (или трубы, несущей оребрение) $d_{\text{нар}}$; скорость $\overline{w}_2$ относится к площади среднего сечения свободного объема $\overline{S}_2$ [см. формулу (2.123)].

Значения коэффициентов A, a, B и b для различной геометрии поверхностей теплообмена и режимов течения хладагента сведены в табл.

Таблица 2.10

Значения коэффициентов A, a, B и b в (2.142) и (2.143) для гладкотрубных витых аппаратов [84]

Вид навивки	Относительные шаги навивки (см. рис. 2.32)		Предельные значения чисел Re в опытах	A	a	B	b
	σ_1*	σ_2**					
Плотная	1,15	1,0	2000—10 000	0,0185	0,95	8,1	0,21
Разреженная	1,1	1,2	1000—8000	0,083	0,85	33,8	0,21
»	1,2	1,2	1000—26 000	0,083	0,85	13	0,21
»	1,15	1,3	1500—4000	0,083	0,85	15,9	0,21
Шаговая	1,0	1,2	800—44 000	0,009	1,10	48,5	0,21
»	1,0	1,4	1000—8000	0,100	0,88	19,2	0,10
»	1,0	1,6	1000—7000	0,100	0,88	17,1	0,10
»	1,0	1,8	1000—7000	0,195	0,8	13,7	0,10

* $\sigma_1 = s_1/d_{\text{нар}}$.
** $\sigma_2 = s_2/d_{\text{нар}}$.

2.10 и 2.11. Число рядов труб n по ходу газа, входящее в выражение (2.143), рассчитывается по формуле

$$n=H\cos\beta/s_2. \qquad (2.144)$$

При навивке, изображенной на рис. 2.38,*б*, для расчета теплоотдачи рекомендуется соотношение

$$\mathrm{St}=0{,}0566/\mathrm{Re}^{0{,}135}, \qquad (2.145)$$

в котором характерным размером является эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}=4S'/\Pi'$, где $S'=h_{\text{р}}(s_{\text{р}}-\delta_{\text{р}})$ — площадь проходного сечения, заключенного между двумя соседними ребрами, м^2; Π' — периметр площади S', м, а скорость потока $\overline{w}_2$ относится к узкому живому сечению, пло-

Таблица 2.11

Значения коэффициентов *A*, *a*, *B* и *b* в (2.142) и (2.143) для оребренных витых аппаратов [84] (способы навивки показаны на рис. 2.38, *б* и *в*)

Внутренний диаметр $d_{вн}$, мм	Наружный диаметр трубы, несущей оребрение, $d_{нар}$, мм	Наружный диаметр ребра $D_р$, мм	Средняя толщина ребра $\delta_р$, мм	Отношение шага к числу ребер на 1 м трубы $s_р/n_р$	Коэффициент оребрения φ	Толщина прокладки $\delta_п$, мм	Предельные значения чисел Re в опытах	*A*	*a*	*B*	*b*
4,7	6,1	10,7	0,38	1,6/625	5,05	0,5	700—10 000	0,0263	0,89	10	0,27
8	10	17	0,4	2,0/500	7,15	б/пр	470—5090	0,07	0,82	15,0	0,25
8	10	17	0,4	2,0/500	7,15	2,0	400—5200	0,059	0,82	13,0	0,25
8	10	14,3	0,4	1,85/540	4,75	б/пр	500—4500	0,120	0,74	21,4	0,25
8	10	14,3	0,4	1,85/540	4,75	2,0	490—4800	0,120	0,74	13,3	0,25

щадь которого

$$S_у = 2\pi n_с D_{ср} S'/s_р.$$

Здесь $n_с$ — число слоев намотки; $D_{ср}$ — средний диаметр намотки.

Число Эйлера для рассматриваемого случая (см. рис. 2.38,*б*) может быть найдено из соотношения

$$Eu = n \cdot 137{,}5/Re^{0{,}731}. \qquad (2.146)$$

Результаты экспериментальных исследований витых теплообменников с проволочным оребрением труб (см. рис. 2.39) обобщены в руководящих технических материалах (РТМ 26-04-76), разработанных в НПО «Гелиймаш». Ниже представлены эмпирические зависимости, справедливые для оребренных поверхностей, геометрические характеристики которых приведены в табл. 2.8 и 2.9:

Число Рейнольдса	Формула	
20—5000	$j = 0{,}168\ Re^{-0{,}3}$	(2.147)
20—100	$f = 12{,}8\ Re^{-0{,}64}$	(2.148)
100—5000	$f = 2{,}65\ Re^{-0{,}3}$	(2.149)

Здесь $j = StPr^{2/3}$ — фактор теплоотдачи Колберна; f — фактор трения Фаннинга [см. (2.65)].

Скорость потока, входящая в число Re, рассчитывается по среднему сечению свободного объема, характерным размером является эквивалентный диаметр $d_{экв}$. Коэффициент теплопередачи k витых теплообменников целесообразно относить к наружной гладкой или оребренной поверхности. Термическим сопротивлением стенки и неизотермичностью ребер можно пренебречь, полагая $\eta_р = 1$. В этом случае соотношение для определения k записывается в следующем виде:

для гладкотрубных теплообменников

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}}\frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{нар}}}; \qquad (2.150)$$

для оребренных теплообменников

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}}\frac{F_{ор}}{F_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{нар}}}. \qquad (2.151)$$

2.9. Пластинчато-ребристые теплообменники

Пластинчато-ребристые теплообменники относятся к аппаратам с двухсторонним оребрением поверхностей нагрева. Эти теплообменные аппараты отличаются высокими массовыми, габаритными и эксплуатационными характеристиками. Компактность их достигает 1500—2500 м²/м³ (в отдельных случаях до 7000—8000 м²/м³) и обычно превосходит компактность трубчатых поверхностей нагрева.

Теплообменники пластинчато-ребристого типа отличаются высокой термодинамической эффективностью, оценивающейся по способности к передаче теплоты при минимальных температурных напорах и минимальных потерях давления потоков теплоносителей, участвующих в теплообмене. Температурная недорекуперация в пластинчато-ребристых аппаратах, энергетические потери от которой покрываются на самом низком температурном уровне, может составлять всего 2,5—3 К против 4—7 К для аппаратов других типов. Если учесть, что в ВРУ низкого давления, например, увеличение недорекуперации всего на 1 К и давления на 0,01 МПа приводит к росту расхода электроэнергии на 2—3%, то становится понятным существующее стремление к широкому использованию в криогенной технике пластинчато-ребристых теплообменников. Эти теплообменники изготавливаются, как правило, из дешевых и легких алюминиевых сплавов, имеют малую массу, что в сочетании с низкой удельной теплоемкостью металла дает возможность заметно сократить продолжительность пускового периода и периода отогрева криогенной установки. Теплообменники технологичны, достаточно просты, обладают высокой поперечной теплопроводностью — все это позволяет создавать многопоточные конструкции, совмещающие функции нескольких теплообменников.

При серийном изготовлении стоимость единицы площади поверхности теплообмена пластинчато-ребристых аппаратов значительно ниже, чем у теплообменников других типов.

Серьезным недостатком пластинчато-ребристых теплообменников является сравнительно невысокая прочность конструкции. В настоящее время промышленностью теплообменники выпускаются на давление не более 3,0—4,0 МПа.

В конструктивном отношении пластинчато-ребристые теплообменники отличаются большим разнообразием. Однако при этом сохраняется

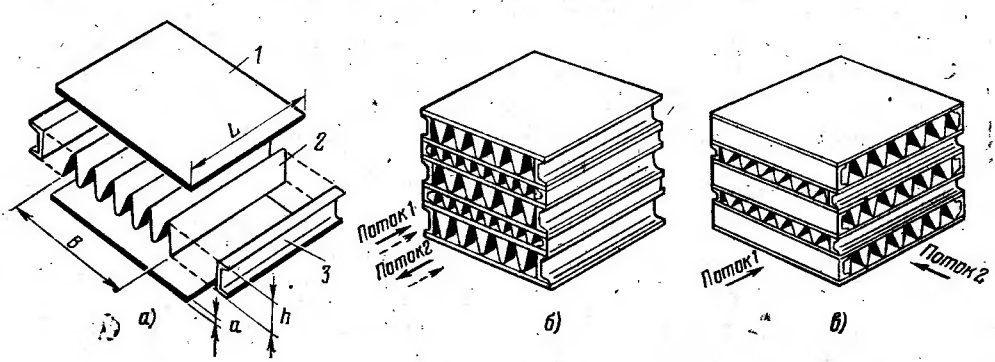


Рис. 2.43. Пластинчато-ребристый теплообменник.

а — отдельный канал теплообменника; *1* — проставочный лист (перегородка); *2* — гофрированная насадка; *3* — боковая уплотнительная проставка; *б* — пакет противоточного (⇆) и прямоточного (⇉) теплообменников; *в* — пакет перекрестноточного теплообменника.

один и тот же принцип компоновки поверхностей нагрева в виде многослойного пакета, состоящего из плоских проставочных листов одинакового формата толщиной 0,5—1,5 мм, между которыми расположена гофрированная насадка, выполненная из металлической фольги толщиной 0,1—0,5 мм. На 100 мм ширины пакета приходится от 40 до 70 ребер. Высота гофра (длина ребра) составляет 3—15 мм. С двух противоположных концов проставочных листов одинакового формата устанавливаются боковые уплотнительные проставки, изготовленные из проката различного профиля. Таким образом, две любые соседние пластины пакета образуют отдельный, оребренный гофрированной насадкой канал

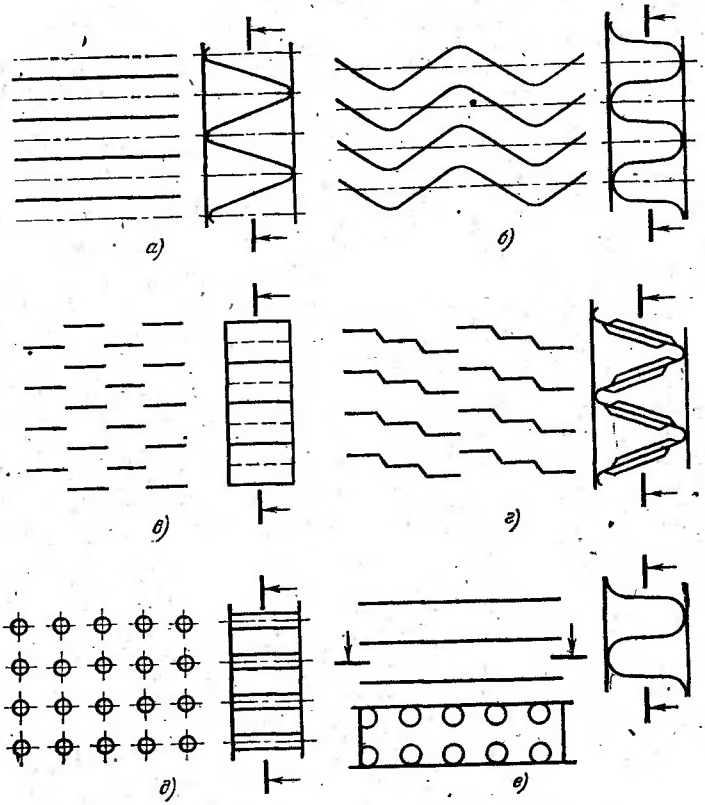


Рис. 2.44. Типы пластинчато-ребристых поверхностей.

а — с гладкими непрерывными ребрами; *б* — с волнистыми непрерывными ребрами; *в* — с прерывистыми ребрами; *г* — с чешуйчатыми ребрами; *д* — с шипами; *е* — с перфорированными ребрами.

для прохода газа. Элементы такого канала в разобранном виде представлены на рис. 2.43,*а*. По схеме движения теплоносителей пакеты разделяются на прямоточные, противоточные или с перекрестным током (рис. 2.43,*б*, *в*).

Соединение элементов пакета осуществляется пайкой в вакуумных печах, печах в атмосфере инертного газа или в ванне с расплавленной солью. В качестве припоя используется алюминий с присадкой кремния, который понижает температуру плавления алюминия. После пайки пакет очищают, проверяют на прочность и плотность и приваривают ос-

тальные элементы конструкции (коллекторы, ребра жесткости и т. д.) аргонодуговой сваркой.

В технике низких температур применяются пластинчато-ребристые теплообменники с различным типом оребрения: гладкими непрерывными, волнистыми непрерывными, прерывистыми, чешуйчатыми, шиповыми и перфорированными ребрами (рис. 2.44). Некоторые типы гофрированных насадок с различным оребрением приведены на рис. 2.45.

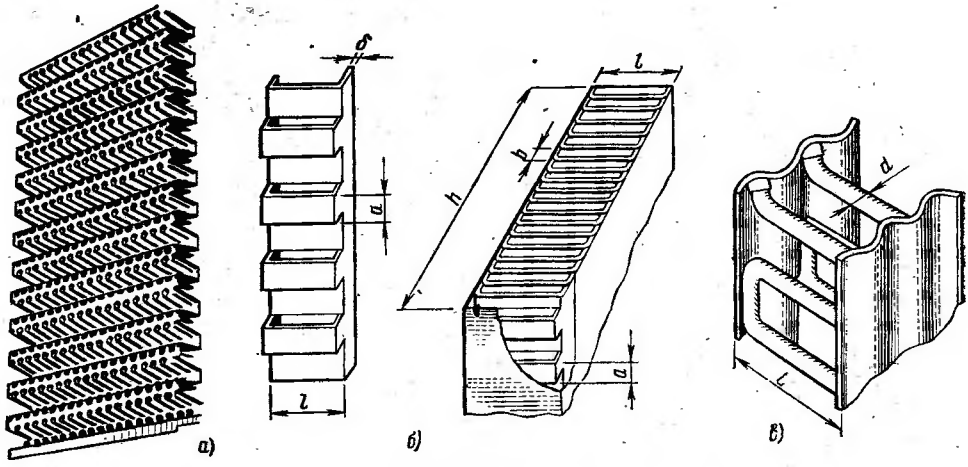


Рис. 2.45. Гофрированные насадки.
а, б — с прерывистыми ребрами; *в* — с шиповыми (стерженьковыми) ребрами.

Оребрение сложной геометрии применяется для интенсификации процесса теплоотдачи в каналах теплообменных аппаратов. В каналах с гладкими непрерывными ребрами имеет место безотрывное течение теплоносителя. Турбулизирующее действие волнистых ребер увеличивает коэффициент теплоотдачи α. Наличие разрывов поверхности в каналах с прерывистыми, чешуйчатыми и перфорированными ребрами обусловливает периодическое разрушение пограничного слоя

Таблица 2.12

Геометрические характеристики пластинчато-ребристых поверхностей [84, 100]

Тип ребер	Толщина ребер $\delta_р$, мм	Расстояние между прорезями Δ, мм	Эквивалентный диаметр $d_{экв}$, мм	Площадь поверхности: ребер $A_р$ в единице свободного объема, м²/м³	Площадь поверхности: пластин $A_п$ в единице свободного объема, м²/м³	Компактность по свободному объему A, м²/м³	Коэффициент стеснения σ
Гладкие непрерывные 6/4	0,15	—	4,64	520	342	862	0,196
Прерывистые 6/4	0,15	1,5	4,64	520	342	862	0,196
» 12/4	0,25	2,0	5,69	534	169	703	0,153
» 12/2	0,25	2,0	3,05	1143	169	1312	0,209
» 4/2	0,15	1,0	2,50	1081	519	1600	0,285
» 6/2	0,25	1,5	2,68	1143	342	1485	0,282
» 6/2,3	0,20	10	3,08	952	342	1297	0,244
Чешуйчатые 7/4	0,15	5,0	4,22	604	342	946	0,175

Примечание. В числителе указаны длина ребра l, мм, в знаменателе шаг $s_р$, мм.

и еще большее улучшение условий теплоотдачи. Чем чаще расположены разрывы, тем интенсивнее теплоотдача, но и выше гидравлическое сопротивление аппарата. Однако потеря давления в этом случае, соответствующая передаче единицы количества теплоты, все же меньше, чем при наличии гладких непрерывных ребер.

Исследования показывают, что наиболее перспективными для использования в криогенной технике являются прерывистые ребра с малым расстоянием между прорезями.

Геометрические характеристики некоторых пластинчато-ребристых поверхностей, разработанных и исследованных в СССР и используемых в криогенной технике, представлены в табл. 2.12.

Высокие технико-экономические показатели пластинчато-ребристых теплообменников обусловливают широкие возможности их применения в низкотемпературных установках различного назначения. В первую

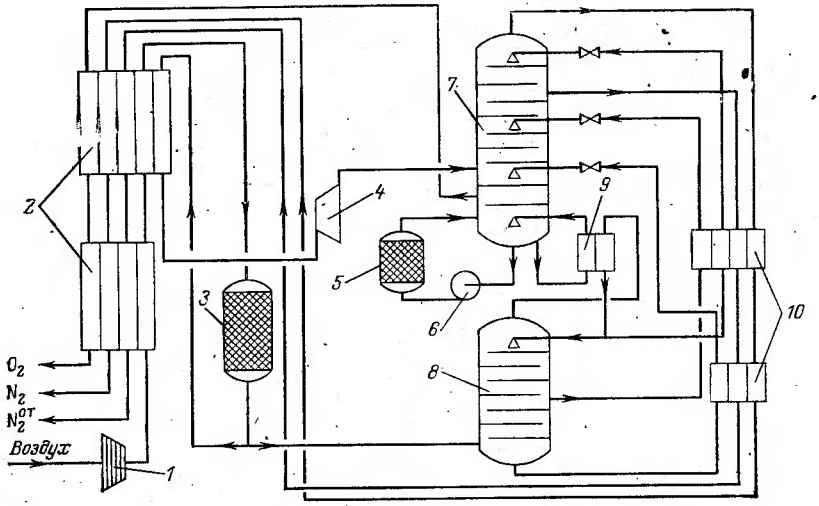


Рис. 2.46. Схема установки с пластинчато-ребристыми теплообменными аппаратами для получения чистого кислорода.

1 — турбокомпрессор; *2* — реверсивные пластинчато-ребристые теплообменники; *3* — газовый адсорбер; *4* — турбодетандер; *5* — жидкостный адсорбер; *6* — насос; *7*, *8* — верхняя и нижняя ректификационные колонны; *9* — конденсатор; *10* — охладители.

очередь это относится к ВРУ, где они могут широко использоваться не только как подогреватели или охладители, но и в качестве реверсивных аппаратов (вместо регенераторов) и конденсаторов-испарителей, подробно рассмотренных в § 2.2.

Наиболее простая и широко распространенная схема ВРУ с извлечением чистого кислорода показана на рис. 2.46. В установке предусматривается рециркуляция части холодного воздуха через реверсивный теплообменник с последующим расширением его в турбодетандере. В этом случае в теплой секции установлен пятипоточный, а в холодной—четырехпоточный теплообменники с переключающимися каналами для потоков воздуха и отбросного азота ($N_2^{от}$). В каждом из этих каналов процесс выпадения кристаллов CO_2 и H_2O из воздуха при его охлаждении чередуется с выносом примесей из аппарата отбросным азотом.

По сравнению с регенераторами со встроенным змеевиком (см. § 3.1) реверсивные пластинчато-ребристые теплообменники имеют существенно меньшую массу и габариты, меньшие теплопритоки из окружающей среды, большую продолжительность периода дутья, вследствие чего снижаются потери воздуха при переключениях.

Важным преимуществом реверсивных теплообменников является также низкая и одинаковая для всех выходящих потоков температурная недорекуперация. Выравнивание температур теплоносителей по сечению происходит за счет высокой поперечной теплопроводности цельнопаяной конструкции аппарата. В аналогичных по назначению регенераторах недорекуперация по чистому потоку, как правило, в 2—3 раза выше недорекуперации по отбросному потоку. Это объясняется низкими значениями коэффициента теплопередачи для встроенного в насыпную насадку змеевика.

Таблица 2.13

Технико-экономические показатели блока реверсивных теплообменников и регенератора [77]

Показатели	Блок реверсивных пластинчато-ребристых аппаратов	Регенератор со встроенной поверхностью
Масса, т:		
теплообменного узла (суммарная)	18,7	242,6
змеевиков	—	45,8
базальта	—	172
Суммарный объем теплообменного узла, м³	17,2	141
Свободный объем регенератора или переключающейся секции теплообменника, м³	6,2	35,6
Период переключения, мин	20	9
Потери сжатого воздуха при переключениях, м³/ч	212	1420
Разность температур, К:		
на теплом конце аппарата:		
по чистому азоту	3	8
по отбросному азоту	3	3
на холодном конце аппарата:		
по чистому азоту	3,2	5
по отбросному азоту	3,2	3,5
Суммарное сопротивление аппарата по потоку низкого давления (отбросному азоту), кПа	16	20

Сопоставление характеристик блока реверсивных пластинчатых аппаратов и регенераторов со встроенными трубчатыми поверхностями нагрева для ВРУ, производящей 8000 м³/ч чистого азота, приведено в табл. 2.13.

В многопоточных теплообменниках (рис. 2.47) для нереверсивных каналов используется, как правило, Z-образная компоновка с боковым подводом и отводом теплоносителей. Коллекторы переключающихся потоков размещаются обычно на торцевой стороне аппарата. Между коллекторами и пакетом теплообменной поверхности устанавливаются распределители, которые служат для равномерной подачи газа к каналам пакета. В двухпоточных теплообменниках распределители по одному из потоков в большинстве случаев отсутствуют (рис. 2.48).

Пластинчато-ребристые аппараты крупных установок собираются в блоки из отдельных теплообменников. Соединяя пакеты последовательно и параллельно с помощью общих коллекторов, осуществляют компоновку аппарата с заданным поперечным сечением для прохода потоков газа и расчетной поверхностью нагрева. Габаритные размеры типовых пакетов приведены ниже:

Тип	Ширина, мм	Длина, мм	Примерная длина рабочей поверхности, мм	Максимальная высота набора пакета, мм
А	400	1300	1000	400
Б	400	3000	2600	400
В	500	1500	1000	500
Г	850	3000	2200	850

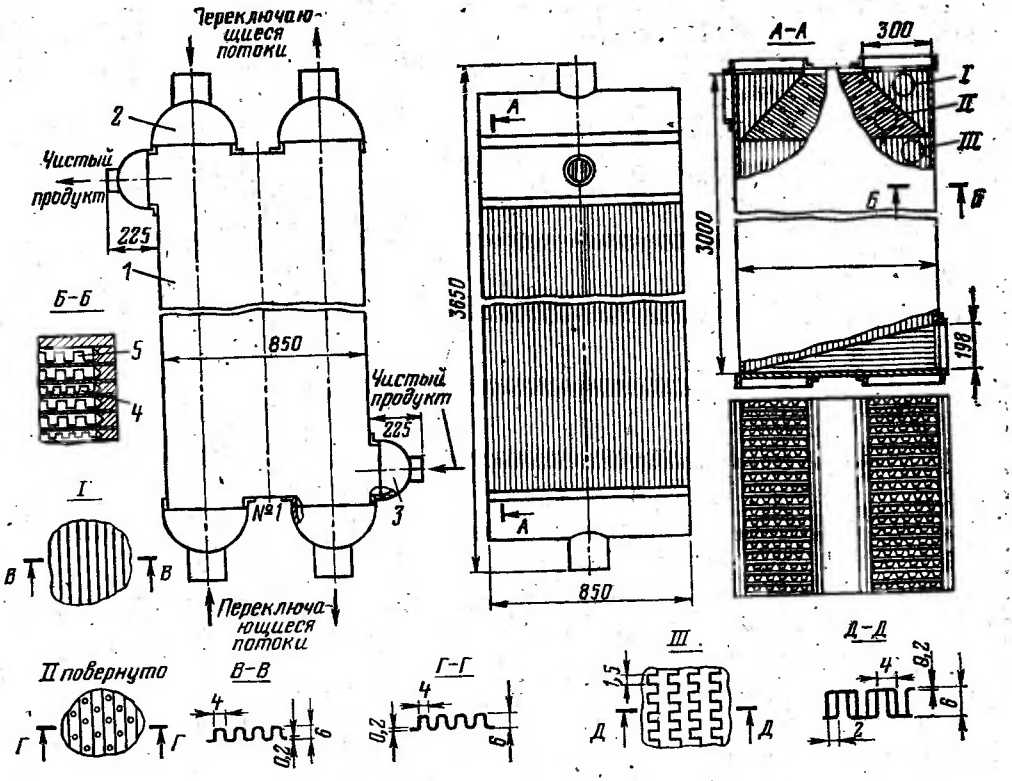


Рис. 2.47. Трехпоточный реверсивный пластинчато-ребристый аппарат.
1 — пакет; *2*, *3* — коллекторы; *4* — ребра типа 12/2; *5* — ребра типа 4/2.

Один из вариантов сборки пластинчато-ребристых реверсивных аппаратов, имеющих холодную и теплую секции, показан на рис. 2.49. Каждая из секций состоит из семи параллельно соединенных пакетов. Реверсивные каналы теплой и холодной секций объединяются двумя парами общих коллекторов. Одинаковое сопротивление нереверсивных каналов параллельно работающих пакетов обеспечивается с помощью индивидуальных дроссельных заслонок, регулирование которых осуществляется 1 раз при пуске установки.

Клапаны принудительного действия для переключения реверсивных потоков располагаются на выходе из теплой секции. Автоматические клапаны размещаются в клапанных коробках со стороны входа в холодную секцию. Теплая и холодная секции соединяются патрубками.

Геометрические характеристики оребренных теплообменных поверхностей легко рассчитываются по известным

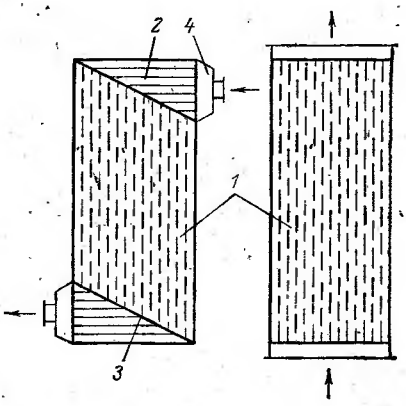


Рис. 2.48. Компоновка двухпоточного иереверсивного теплообменника.
1 — пакет (прерывистые ребра); *2* — распределитель (гладкие ребра); *3* — «косые срезы» на входе в пакет и выходе из него; *4* — коллектор.

размерам используемых гофрированных насадок. Полная поверхность ребер $A_р$, м²/м³, и полная поверхность пластин $A_п$, м²/м³, отнесенные к единице свободного объема канала, определяются с помощью соотношений.

$$A_р = \frac{2}{s_р - \delta_р}; \qquad (2.152)$$

$$A_п = \frac{2}{l - \delta_р}. \qquad (2.153)$$

Компактность A, м²/м³, по свободному объему находится путем суммирования величин $A_р$ и $A_п$:

$$A = A_р + A_п. \qquad (2.154)$$

Эквивалентный диаметр каналов $d_{экв}$ пластинчатых теплообменников равен:

$$d_{экв} = 4S/П = 4/A. \qquad (2.155)$$

Доля сечения канала, занятая конструктивными элементами (проставочными пластинами и ребрами), называется степенью стеснения σ, м²/м³, которая для каналов с прямоугольными ребрами находится по формуле

$$\sigma = \frac{(\delta + \delta_р)\, s_р + (l - \delta_р)\, \delta_р}{(l + \delta)\, s_р}, \qquad (2.156)$$

где δ — толщина проставочной пластины, м.

Живое сечение канала S, по которому определяется скорость потока w, рассчитывается по соотношению

$$S = B(l + \delta)(1 - \sigma) nz, \qquad (2.157)$$

где B — ширина канала в сечении, перпендикулярном направлению движения потока газа, м; n — число каналов в одном пакете для рассматриваемого потока; z — число параллельно соединенных пакетов.

Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в пластинчато-ребристых теплообменниках. Вопросы теплового и гидравлического расчетов пластинчатых теплообменников достаточно подробно изложены в ряде работ [40, 41, 43, 50, 77, 84, 100]. Наиболее полное описание результатов исследования более 50 типоразмеров пластинчато-ребристых теплообменников дано в монографии Кейса и Лондона [50]. Данные по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению для каждого типа оребренной поверхности авторы

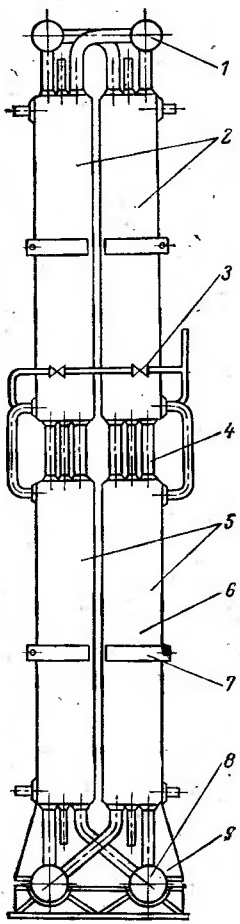


Рис. 2.49. Блок азотных реверсивных теплообменников ВРУ.

1, 8 — общие коллекторы реверсивных потоков; *2* — холодная секция; *3* — дроссельная заслонка; *4* — соединительный патрубок; *5* — теплая секция; *6* — пакет; *7* — пластина крепления; *9* — ребро жесткости.

представляют в виде графиков и таблиц, отражающих зависимость фактора теплоотдачи Колберна $j=\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3}$ и фактора трения Фаннинга $f=\xi/4$ от числа Re:

$$\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3}=\varphi(\mathrm{Re}); \tag{2.158}$$

$$f=\psi(\mathrm{Re}). \tag{2.159}$$

Теплоотдача для большинства поверхностей изучалась в условиях стационарного нагрева воздуха конденсирующимся паром. Значения f

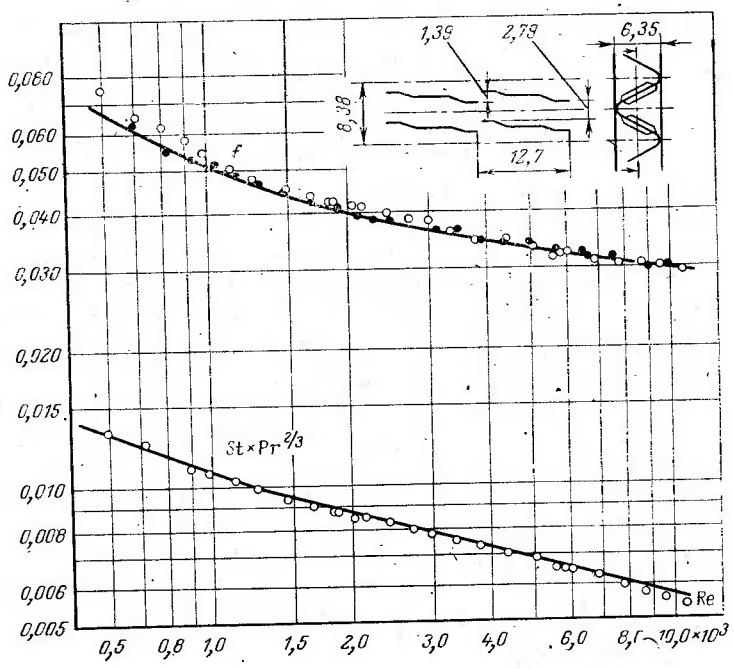


Рис. 2.50. Теплоотдача и гидравлическое сопротивление для поверхностн нагрева с чешуйчатыми ребрами.

определялись по результатам продувки в изотермических условиях. Все физические свойства газа относились к средней температуре потока.

В качестве примера на рис. 2.50 приведены графики зависимости (2.158) и (2.159) для пластинчато-ребристой поверхности с чешуйчатыми ребрами.

Для расчета теплоотдачи и потерь давления в каналах с гладкими, прерывистыми и чешуйчатыми ребрами рекомендуются соотношения [43]:

$$\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3}=A\,\mathrm{Re}^{a}; \tag{2.160}$$

$$f=B\,\mathrm{Re}^{b}, \tag{2.161}$$

которые можно использовать при $0{,}5\leqslant\mathrm{Pr}\leqslant1{,}0$.

Значения коэффициентов A, a, B и b в зависимости от типоразмера оребренной поверхности и режима течения приведены в табл. 2.14.

В НПО «Криогенмаш» [77] получены эмпирические уравнения, которые с точностью $\pm10\%$ описывают опытные данные [43, 50] по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению для оребренных поверхностей с короткими прерывистыми ребрами.

Таблица 2.14

Значения коэффициентов A, a, B и b в уравнениях (2.160) и (2.161) для пластинчато-ребристых поверхностей [84]

Тип ребер	Число Рейнольдса	A	a	Число Рейнольдса	B	b
Гладкие непрерывные 6/4	500—2000	0,21	—0,52	700—2000	32,7	—1,03
	2000—6500	0,0089	—0,095	2000—30 000	0,065	—0,21
	6500—25 000	0,027	—0,22			
Прерывистые 6/4	700—2000	0,0088	+0,067	600—2000	0,73	—0,32
	2000—13 000	0,076	—0,23	2000—17 000	0,12	—0,085
Прерывнстые 12/4	1800—6000	0,10	—0,26	1800—6000	0,21	—0,15
	6000—22 000	0,23	—0,35	6000—30 000	0,12	—0,08
Прерывистые 12/2	700—2500	0,0031	+0,15	700—2500	0,37	—0,21
	2500—7500	0,19	—0,36	2500—10 000	0,23	—0,15
Прерывистые 6/2	800—2000	0,002	+0,19	600—1200	5,95	—0,62
	2000—5500	0,0113	—0,038	1200—6500	0,22	—0,15
Прерывистые 4/2	700—4500	0,0022	+0,16	400—900	89,6	—1,0
				900—6500	0,24	—0,13
Прерывистые 6/2,3	160—1600	0,0043	+0,098	200—950	22,5	—0,93
	1600—4500	0,0512	—0,24	950—3000	1,18	—0,49
				3000—5000	0,2	—0,27
Чешуйчатые 7/4	2400—10 500	0,19	—0,37	2600—14 500	0,23	—0,14

Для $2500 \leqslant Re \leqslant 6000$ теплоотдачу можно рассчитать по соотношению

$$St\,Pr^{2/3} = 0{,}283\left\{\frac{d_{экв}}{s_p}\left[1+0{,}2\,\frac{\Delta\,(s_p+l)}{s_p l}\right]\right\}^{1/3} Re^{-0{,}38}. \qquad (2.162)$$

Гидравлические сопротивления в зависимости от режима течения определяются формулами:

для $500 \leqslant Re \leqslant 1800$

$$f = 11{,}7Re^{-0{,}92} + CRe^{-0{,}235}; \qquad (2.163)$$

для $1800 \leqslant Re \leqslant 12000$

$$f = 0{,}078Re^{-0{,}25} + CRe^{-0{,}235}, \qquad (2.164)$$

где

$$C = 0{,}00052\,\frac{\Delta^2 s_p}{\delta^2_p l} - 0{,}0306\,\frac{\Delta}{\delta_p}\sqrt{\frac{s_p}{l}} + 0{,}52;$$

Δ — расстояние между прорезями.

Авторы указывают, что лучшие показатели по теплоотдаче имеют место для прерывистых ребер с $\Delta = 1{,}5 \div 2$ мм.

При выполнении теплового расчета двухпоточных пластинчато-ребристых теплообменников определение коэффициента теплопередачи следует осуществлять по формулам (2.25), (2.26) или (2.27), приведенным в § 2.3.

Удобно относить значение k к площади одной из оребренных поверхностей, например к F_1. В этом случае

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1\eta_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}\frac{F_1}{F_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2\eta_2}\frac{F_1}{F_2}}, \qquad (2.165)$$

где $\eta_1 = 1-(1-\eta_{p1})F_{p1}/F_1$ и $\eta_2 = 1-(1-\eta_{p2})F_{p2}/F_2$ — КПД оребренных поверхностей.

Для тонких плоских ребер (гладких, волнистых, прерывистых и чешуйчатых) после несложных преобразований можно получить:

$$\frac{F_1}{F_{ст}} = \frac{l_1 + s_{p1} - 2\delta_{p1}}{s_p} = \frac{A_1}{A_{п1}}; \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{l_1 + s_{p1} - 2\delta_{p1}}{l_2 + s_{p2} - 2\delta_{p2}} = \frac{A_1 S'_1}{A_2 S'_2};$$

$$\frac{F_{p1}}{F_1} = \frac{l_1 - \delta_{p1}}{l_1 + s_{p1} - 2\delta_{p1}} = \frac{A_{p1}}{A_1}; \quad \frac{F_{p2}}{F_2} = \frac{l_2 - \delta_{p2}}{l_2 + s_{p2} - 2\delta_{p2}} = \frac{A_{p2}}{A_2}.$$

Здесь S'_1 и S'_2 — площади живого сечения одиночных каналов, определяемые по формуле (2.157) при $n=z=1$. Отметим также, что при вычислении значений η_p по формуле (2.16) высота ребра принимается равной $l/2$.

В качестве среднего температурного напора при тепловом расчете двухпоточного пластинчато-ребристого теплообменника принимается среднелогарифмическая или среднеинтегральная разность температур (см. § 2.4).

Полное гидравлическое сопротивление Δp аппарата по одному из потоков определяется как сумма частных потерь давления $\Sigma\Delta p_i$, основными из которых являются:

а) местные потери давления на входе и выходе из коллекторов, рассчитываемые по формуле (2.66);

б) потери давления на входе в распределитель (или рабочий пакет) и выходе из него, рассчитываемые как [50]

$$\Delta p_{вх} = (1 - \gamma^2 + K_c)\frac{\rho\overline{w}^2}{2}; \quad (2.166)$$

$$\Delta p_{вых} = -(1 - \gamma^2 - K_e)\frac{\rho\overline{w}^2}{2}, \quad (2.167)$$

где γ — отношение живого сечения S каналов распределителя (пакета) к фронтальному сечению $S_ф$; K_c, K_e — коэффициенты, учитывающие необратимую составляющую потери давления, связанную с внезапным сужением или расширением потока (зависимости K_c и K_e от числа Re и геометрии каналов приведены на рис. 2.51 и 2.52); $\overline{w}$ — скорость теплоносителя, отнесенная к живому сечению S;

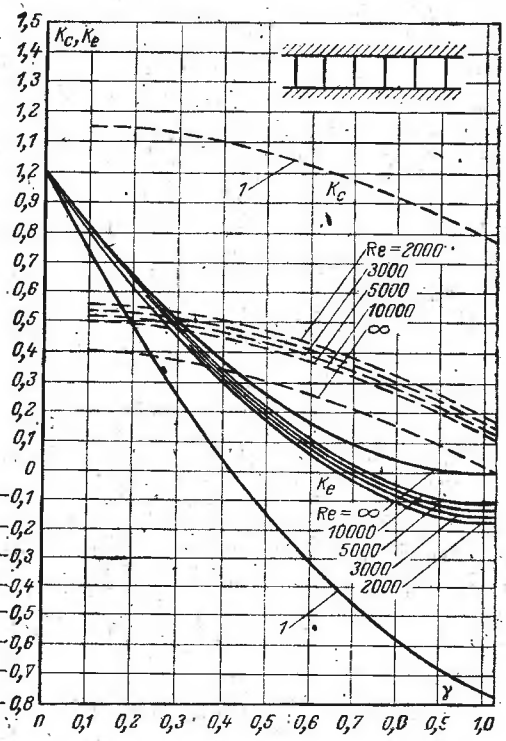


Рис. 2.51. Зависимость K_c и K_e от числа Re и степени стеснения γ для каналов с гофрированной насадкой прямоугольного профиля.

1 — ламинарный поток.

в) потери давления на трение в каналах распределителей и рабочего пакета, определяемые по формулам (2.65) и (2.161);

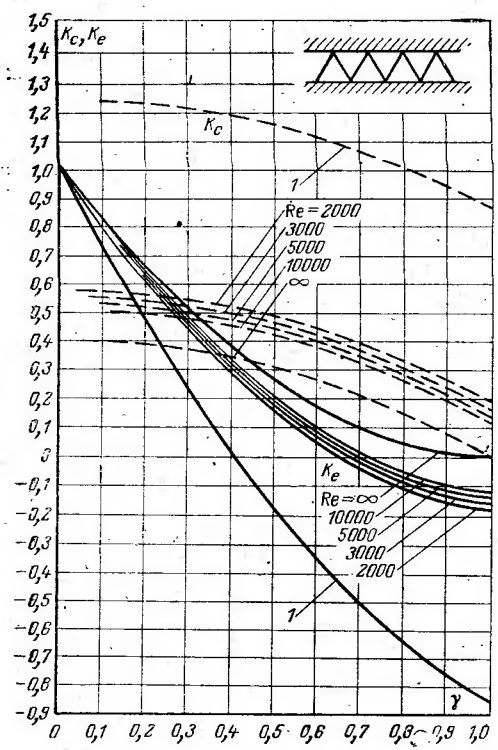


Рис. 2.52. Зависимость K_c и K_e от числа Re и степени стеснения γ для каналов с гофрированной насадкой треугольного профиля.

1 — ламинарный поток.

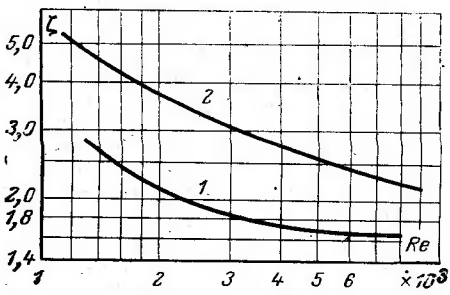


Рис. 2.53. Зависимость коэффициентов местных сопротивлений ζ «косого среза» от числа Re.

1 — на входе в пакет; *2* — на выходе из пакета.

г) местные потери давления в «косых срезах».

Коэффициенты местных потерь ζ, учитывающие внезапное сужение (расширение) потока и его поворот на 90°, определяются по экспериментальным кривым, приведенным на рис. 2.53 [84]. Данные получены для случая, когда сечение потока при прохождении его через «косой срез» изменяется в 2 раза.

Тепловой расчет многопоточных пластинчато-ребристых теплообменников. В многопоточных пластинчато-ребристых теплообменниках каждый из потоков одновременно взаимодействует с потоками двух других рабочих сред, расходы, параметры состояния и физические свойства которых в общем случае неодинаковы. Вследствие этого различными являются и условия теплопередачи через противоположные стенки любого оребренного канала и их температуры. Поскольку температуры стенок канала, находящихся в тепловом контакте с основаниями одного и того же ребра, не равны между собой, имеет место несимметричность распределения температуры по высоте ребра. Это обстоятельство значительно усложняет тепловой расчет многопоточных теплообменников по сравнению с двухпоточными аппаратами, в которых температуры всех стенок пакета в поперечном сечении одинаковы.

На рис. 2.54 представлены характерные распределения температур потоков и ребер в поперечном сечении двухпоточного и трехпоточного аппаратов.

Изменение избыточной температуры ϑ_p по высоте плоского ребра, имеющего «идеальный» тепловой контакт с двумя стенками канала, описывается уравнением

$$\vartheta_p = \frac{\vartheta'' \operatorname{sh} mx + \vartheta' \operatorname{sh} [m(l-x)]}{\operatorname{sh} ml}, \qquad (2.168)$$

где $\vartheta' = T'_{\text{п}} - T$, $\vartheta'' = T''_{\text{п}} - T$ — избыточные температуры проставочных пластин соответственно в местах контакта с началом и концом ребра, К; T — средняя по сечению канала температура потока, К; l — высота ребра, м; x — координата в направлении, перпендикулярном к стенкам канала, м; $m = \sqrt{2\alpha/(\lambda\delta_{\text{р}})}$ — параметр ребра, 1/м (см. § 2.3).

Очевидно, что сечение ребра, в котором тепловой поток в направлении оси x равен нулю, соответствует экстремуму кривой распределения температуры и определяется уравнением

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

Решая это уравнение с учетом (2.168), получаем:

$$x_0 = \frac{l}{2} + \frac{1}{2m} \ln \left(\frac{e^{ml} - \dfrac{\vartheta''}{\vartheta'}}{\dfrac{\vartheta''}{\vartheta'} e^{ml} - 1} \right). \qquad (2.169)$$

Таким образом, координата x_0 делит ребро на две части, каждая из которых передает теплоту к противоположным стенкам канала.

Для любого сечения двухпоточного пластинчато-ребристого теплообменника, как указывалось ранее, $\vartheta'' = \vartheta'$ и экстремум температурной

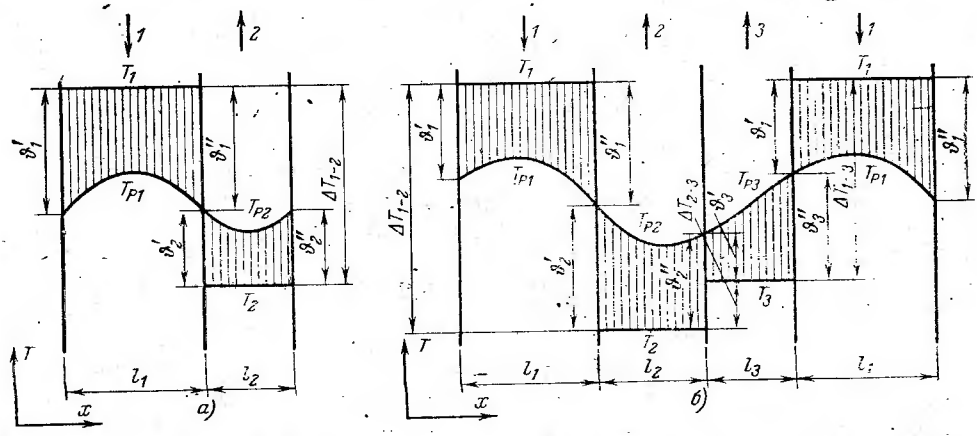


Рис. 2.54. Характерные распределения температуры потоков и температуры ребер в поперечном сечении двухпоточного (*а*) и трехпоточного (*б*) пластинчато-ребристых аппаратов.

1, 2, 3 — номера потоков.

кривой приходится на середину ребра (рис. 2.54,*а*) и, следовательно, $x_0 = l/2$. При этом значения $F_1/F_{\text{ст}}$ и F_1/F_2 [см. (2.165)] заранее известны.

В многопоточном аппарате, как правило, $\vartheta'' \neq \vartheta'$, и в этих условиях отношение участков ребер, работающих на одну и другую стенки канала, не равно единице и обычно меняется по длине теплообменника. Более того, для отдельных каналов температурный режим ребер может характеризоваться постоянством знака градиента $dT_{\text{р}}/dx$ при изменении x от 0 до l. В этом случае часть теплоты, воспринимаемой ребрами от более нагретой стенки канала, «транзитом» передается другой стенке, имеющей меньшую температуру.

Поскольку значения $F_1/F_{ст}$ и F_1/F_2 при расчете заданы быть не могут, будучи зависимыми от условий теплообмена, расчет многопоточных аппаратов осуществляется по участкам, длина которых выбирается достаточно малой для того, чтобы в пределах каждого участка можно было считать избыточные температуры ϑ' и ϑ'', а также значения теплофизических характеристик рабочих сред постоянными.

Уравнение теплового баланса для i-го потока $(1<i<n)$ на j-м участке длиной $\Delta L\,(1<j<k)$ записывается в виде

$$\Delta Q_{ij}=\Delta Q'_{ij}+\Delta Q''_{ij}+\Delta Q'''_{ij}=$$

$$=G_i c_{pij}\delta T_{ij}+\Delta q_{ij}, \qquad (2.170)$$

где G_i — массовый расход i-го потока (не зависит от номера участка); c_{pij} — удельная теплоемкость газа при температуре T_{ij}; δT_{ij} — приращение температуры i-го потока на участке j длиной ΔL; Δq_{ij} — теплопритоки к i-му потоку на участке j из окружающей среды.

Тепловые потоки $\Delta Q'_{ij}$ и $\Delta Q''_{ij}$, которыми поток обменивается с одной и другой неоребренными стенками канала, находятся из соотношений:

$$\Delta Q'_{ij}=\alpha_i\lambda'_{ij}\Delta F'_i=\alpha_i\vartheta'_{ij}\frac{A_{пi}}{2}S_i\Delta L; \qquad (2.171)$$

$$\Delta Q''_{ij}=\alpha_i\vartheta''_{ij}\Delta F''_i=\alpha_i\vartheta''_{ij}\frac{A_{пi}}{2}S_i\Delta L, \qquad (2.172)$$

где α_i — коэффициент теплоотдачи от стенки к i-му потоку (принимаем, что значение α_i остается постоянным по всей длине i-го канала и не зависит от номера участка); ϑ'_{ij}, ϑ''_{ij} — избыточные температуры противоположных стенок i-го канала на j-м участке теплообменника; $A_{пi}$, S_i — площадь поверхности проставочных пластин пакета в единице свободного объема и живое сечение по потоку i [см. табл. 2.12 и формулу (2.157)].

Теплообмен между ребрами и потоком описывается уравнением

$$\Delta Q'''_{ij}=\alpha_i\overline{\vartheta}_{pij}\Delta F_{pi}=\alpha_i\overline{\vartheta}_{pij}A_{pi}S_i\Delta L, \qquad (2.173)$$

где A_{pi} — площадь поверхности ребер в единице свободного объема i-го канала; $\overline{\vartheta}_{pij}=(\overline{T}_{pij}-T_{ij})$ — среднее по длине ребра значение избыточной температуры на j-м участке для потока i:

$$\overline{\vartheta}_{pij}=\frac{1}{l_i}\int_0^{l_i}\vartheta_{pij}dx=\frac{\vartheta'_{ij}+\vartheta''_{ij}}{2}\eta_{pi}. \qquad (2.174)$$

Здесь $\eta_{pi}=\mathrm{th}\,(m_i l_i/2)/(m_i l_i/2)$ — КПД (эффективность) плоских ребер i-го канала (см. § 2.3).

Подставляя (2.171)—(2.173) в (2.170), получаем:

$$\Delta Q_{ij}=\alpha_i\frac{\vartheta'_{ij}+\vartheta''_{ij}}{2}(A_п+A_p\eta_p)_i S_i\Delta L=G_i c_{pij}\delta T_{ij}+\Delta q_{ij}. \qquad (2.175)$$

Для определения Δq_{ij} необходимо знать удельные теплопритоки $q_{уд}$, отнесенные к массовому расходу хладагента, равному единице:

$$q_{уд}=Q_{о.с}\Big/\sum_{i=1}^{n}G_i, \qquad (2.176)$$

где $Q_{о.с}$ — суммарные теплопритоки в теплообменник из окружающей среды.

Очевидно, что $q_{уд}$ численно равно изменению энтальпии 1 кг теплоносителя за счет внешних теплопритоков при его прохождении через теплообменник.

Распределение теплопритоков по длине аппарата с достаточной точностью можно определять с помощью так называемого правила трапеции, в соответствии с которым теплопритоки из окружающей среды в рассматриваемом сечении теплообменника пропорциональны разности температур потока в этом сечении и окружающей среды (рис. 2.55). В связи с тем, что площадь трапеции, как это очевидно, равна значению $q_{уд}$, исходя из чисто геометрических соображений, нетрудно вычислить значения $c_т$ и $c_х$, которые соответствуют плотности теплопритоков $dq_{уд}/dT$, Дж/(кг·К), на теплом и холодном концах теплообменника соответственно. С учетом того, что разность температур окружающей среды и i-го потока на теплом конце аппарата равна $T_{о.с}-T_{тi}$, а на холодном $T_{о.с}-T_{хi}$, получаем:

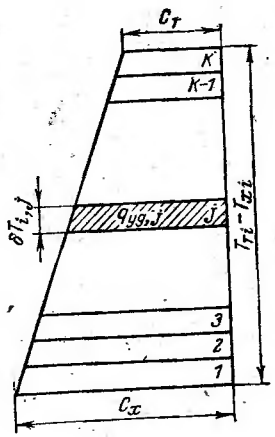


Рис. 2.55. Распределение теплопритоков по участкам теплообменника («правило трапеции»).

$$c_{тi}=\frac{2q_{уд}\,(T_{о.с}-T_{тi})}{(T_{тl}-T_{хl})\,[(T_{о.с}-T_{тi})+(T_{о.с}-T_{хl})]}; \qquad (2.177)$$

$$c_{хi}=\frac{2q_{уд}\,(T_{о.с}-T_{хi})}{(T_{тi}-T_{хl})\,[(T_{о.с}-T_{тi})+(T_{о.с}-T_{хl})]}. \qquad (2.178)$$

Величина Δq_{ij} на j-м участке для i-го потока находится путем умножения расхода G_i на величину $q_{удj}$, соответствующую заштрихованной площадке на рис. 2.55:

$$\Delta q_{ij}=G_i\left[c_{тi}+(c_{хi}-c_{тi})\,\frac{k-(j-1/2)}{k}\right]\delta T_{ij}. \qquad (2.179)$$

Обозначая через c^*_{pij} величину

$$c^*_{pij}=c_{pij}\pm\left[c_{тi}+(c_{хi}-c_{тi})\,\frac{k-(j-1/2)}{k}\right]\delta T_{ij}, \qquad (2.180)$$

в которой знак «+» относится к охлаждаемому потоку, а знак «—» — к нагреваемому, выражение (2.175) можно представить в виде

$$\Delta Q_{ij}=\alpha_i\,\frac{\vartheta'_{ij}+\vartheta''_{ij}}{2}\,(A_п+A_р\eta_р)_i\,S_i\Delta L=G_i c^*_{pij}\delta T_{ij}. \qquad (2.181)$$

Легко видеть, что значение комплекса

$$B_i=\frac{\alpha_i}{2}\,\frac{(A_п+A_р\eta_р)_i S_i\Delta L}{G_i}$$

не меняется по длине аппарата, и, таким образом, для каждого из потоков значение B_i может быть вычислено предварительно.

В этом случае для расчета приращеиий температур δT_{ij} потоков на j-м участке теплообменника используется система уравнений

$$\left.\begin{aligned}
\delta T_{1j} &= \frac{B_1}{c^*_{\text{p}1j}}(\vartheta'_{1j} - \vartheta''_{1j});\\
\delta T_{2j} &= \frac{B_2}{c^*_{\text{p}2j}}(\vartheta'_{2j} - \vartheta''_{2j});\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
\delta T_{nj} &= \frac{B_n}{c^*_{\text{p}nj}}(\vartheta'_{nj} - \vartheta''_{nj}),
\end{aligned}\right\} \qquad (2.182)$$

значения избыточных температур ϑ'_{ij} и ϑ''_{ij} в которой определяются из балансовых уравнений, составленных для каждой из n стенок j-го участка теплообменника. Указанные балансовые соотношения составляются исходя из следующих соображений.

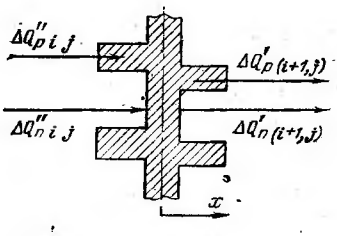


Рис. 2.56. К составлению уравнения теплового баланса для участка оребреиной с двух сторон поверхности.

Если пренебречь влиянием продольной теплопроводностью стенки, то согласно рис. 2.56 для оребренной с двух сторон поверхности, разделяющей два соседних потока i и $i+1$, справедливо соотношение

$$\Delta Q''_{\text{p}ij} + \Delta Q''_{\text{п}ij} = \Delta Q'_{\text{p}(i+1)j} + \Delta Q'_{\text{п}(i+1)j}, \qquad (2.183)$$

в котором индекс «р» относится к теплоте, передаваемой теплопроводными ребрами, а индекс «п» — к теплоте, передаваемой конвекцией в межреберных промежутках.

Отдельные составляющие балансового уравнения (2.183) находятся с помощью следующих соотношений:

$$\Delta Q''_{\text{p}ij} = -\lambda_{\text{p}}\left(\frac{d\vartheta_{\text{p}ij}}{dx}\right)_{x=l}\Delta F_{\text{p}i}; \qquad (2.184)$$

$$\Delta Q'_{\text{p}\,(i+1)\,j} = -\lambda_{\text{p}}\left(\frac{d\vartheta_{\text{p}\,(i+1)\,j}}{dx}\right)_{x=0}\Delta F_{\text{p}(i+1)}; \qquad (2.185)$$

$$\Delta Q''_{\text{п}ij} = \alpha_i(T_{\text{ж}j} - T_{ij})\Delta F_{\text{п}i} = -\alpha_i\vartheta''_{ij}\Delta F_{\text{п}i}; \qquad (2.186)$$

$$\Delta Q'_{\text{п}(i+1)j} = \alpha_{i+1}(T_{\text{ж}(i+1)j} - T_{(i+1)j})\Delta F_{\text{п}(i+1)} = \alpha_{i+1}\vartheta'_{(i+1)j}\Delta F_{\text{п}(i+1)}. \qquad (2.187)$$

Так как размер разделительной стенки, через которую передается теплота от потока i к потоку $i+1$ на j-м участке теплообменника, характеризуется длиной ΔL и шириной b, то площадь суммарного сечения всех ребер, расположенных на этой стенке, может быть вычислена по формулам:

со стороны i-го потока

$$\Delta F_{\text{p}i} = \frac{b}{s_{\text{p}i}}\delta_{\text{p}i}\Delta L; \qquad (2.188)$$

со стороны $(i+1)$-го потока

$$\Delta F_{\text{p}\,(i+1)} = \frac{b}{s_{\text{p}\,(i+1)}}\delta_{\text{p}\,(i+1)}\Delta L. \qquad (2.189)$$

Соответствующие соотношения для полной площади межреберных промежутков имеют вид:

со стороны i-го потока

$$\Delta F_{ni} = \frac{b}{s_{pi}}(s_{pi} - \delta_{pi})\Delta L; \tag{2.190}$$

со стороны $(i+1)$-го потока

$$\Delta F_{n(i+1)} = \frac{b}{s_{p(i+1)}}(s_{p(i+1)} - \delta_{p(i+1)})\Delta L. \tag{2.191}$$

Значения производных, входящих в (2.184) и (2.185), определяются путем дифференцирования выражения (2.168):

$$\left(\frac{d\vartheta_{pij}}{dx}\right)_{x=l} = \frac{\vartheta''_{ij}m_i \operatorname{ch}(m_i l_i) - \vartheta'_{ij}m_i}{\operatorname{sh}(m_i l_i)}; \tag{2.192}$$

$$\left(\frac{d\vartheta_{p(i+1)j}}{dx}\right)_{x=0} = \frac{\vartheta''_{(i+1)j}m_{i+1} - \vartheta'_{(i+1)j}m_{i+1}\operatorname{ch}(m_{i+1}l_{i+1})}{\operatorname{sh}(m_{i+1}l_{i+1})}. \tag{2.193}$$

Подставляя (2.184)—(2.193) в (2.183) и вводя обозначения

$$N_i = \frac{\delta_{pi}\lambda_p m_i}{s_{pi}\operatorname{sh}\varphi_i};\quad M_i = \frac{\alpha_i}{s_{pi}}(s_{pi} - \delta_{pi});\quad \varphi_i = m_i l_i,$$

можно получить систему балансовых уравнений для каждой из n стенок j-го участка аппарата:

$$\left.\begin{aligned}
&-N_1[\vartheta''_{1j}\operatorname{ch}\varphi_1 - \vartheta'_{1j}] - M_1\vartheta''_{1j} = -N_2[\vartheta''_{2j} - \vartheta'_{2j}\operatorname{ch}\varphi_2] + M_2\vartheta'_{2j};\\
&-N_2[\vartheta''_{2j}\operatorname{ch}\varphi_2 - \vartheta'_{2j}] - M_2\vartheta''_{2j} = -N_3[\vartheta''_{3j} - \vartheta'_{3j}\operatorname{ch}\varphi_3] + M_3\vartheta'_{3j};\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&-N_n[\vartheta''_{nj}\operatorname{ch}\varphi_n - \vartheta'_{nj}] - M_n\vartheta''_{nj} = -N_1[\vartheta''_{1j} - \vartheta'_{1j}\operatorname{ch}\varphi_1] + M_1\vartheta'_{1j}.
\end{aligned}\right\} \tag{2.194}$$

В системе (2.194) содержится $2n$ неизвестных значений избыточных температур ϑ'_{ij} и ϑ''_{ij}, поэтому для ее решения необходимо дополнительно составить n уравнений, связывающих температурный напор между потоками $(T_{i+1,j} - T_{ij})$ с величинами ϑ''_{ij} и $\vartheta'_{i+1,j}$. Эти уравнения имеют вид:

$$\left.\begin{aligned}
&\vartheta''_{1j} - \vartheta'_{2j} = T_{2j} - T_{1j};\\
&\vartheta''_{2j} - \vartheta'_{3j} = T_{3j} - T_{2j};\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&\cdots\cdots\cdots\cdots\\
&\vartheta''_{nj} - \vartheta'_{1j} = T_{1j} - T_{nj}.
\end{aligned}\right\} \tag{2.195}$$

Задаваясь предварительно геометрией каналов (см. табл. 2.12) (и определяя их суммарное число), а также размерами фронтального сечения пакета, коэффициентами теплоотдачи α_i и КПД ребер η_{pi} ($i = 1, 2, \ldots, n$), можно рассчитать изменение температур рабочих сред и стенок каналов в направлении движения потоков и длину L пакета многопоточного пластинчато-ребристого теплообменника, используя при этом системы уравнений (2.182), (2.194) и (2.195). Для этого, зная температуры потоков T_{i1} на входе в первый участок ($j=1$), определяют температурные напоры «стенка — поток» ϑ'_{i1} и ϑ''_{i1} по уравнениям

(2.194) и (2.195). Выбирая участок ΔL настолько малым, чтобы можно было считать значения ϑ'_{i1} и ϑ''_{i1} неизменными по его длине, по уравнениям (2.182) вычисляют приращения температур потоков δT_{i1}. Алгебраически суммируя δT_{i1} с соответствующими температурами потоков T_{i1} в начале первого участка, получают значения температур рабочих сред T_{i2} на входе во второй участок ($j=2$). Переходя последовательно от участка к участку, продолжают расчет до тех пор, пока температуры потоков T_{ij} не достигнут значений, равных заданным значениям температур рабочих сред на противоположном конце аппарата. Подсчитывая число элементарных участков и обозначая его через k, определяют длину пакета теплообменника по формуле

$$L=k\Delta L. \qquad (2.196)$$

Выполняя расчет аппарата, необходимо следить за тем, чтобы значения теплоемкостей c_{pij}, входящие в уравнения (2.182), определялись с учетом давлений p_i в рассматриваемых каналах и при температурах T_{ij} для каждого из участков.

Поскольку длина ΔL невелика (примерно 10^{-2} м), то трудоемкость проводимых вычислений становится большой. Поэтому расчет многопоточных пластинчато-ребристых теплообменников осуществляют, как правило, с помощью ЭВМ [52, 54]. Примеры расчета аппаратов по методу, изложенному выше, приведены в [42, 100].

Как известно, в реверсивных теплообменниках ВРУ процессы теплообмена сопровождаются вымораживанием паров влаги и углекислого газа из прямого потока с последующей полной или частичной возгонкой примесей, отложившихся на поверхности канала, обратным потоком. В связи с этим важной задачей при проектировании реверсивных теплообменных аппаратов является их расчет на незабиваемость.

Вопросы массообмена при кристаллизации и сублимации двуокиси углерода в теплообменных аппаратах изучались рядом исследователей. Исходя из предпосылки о насыщении потока газа примесью в любом сечении теплообменника в [21] сформулированы условия незабиваемости регенераторов. Методика расчета, предложенная авторами этой работы, приведена в § 3.6 и в принципе может быть применена для реверсивных пластинчато-ребристых теплообменников.

Подробное изложение существующих подходов к расчету реверсивных аппаратов на незабиваемость представлено в [21, 39, 40, 53, 84].

2.10. Слоистые теплообменники из сеток и перфорированных пластин

Теплообменники этого типа являются перспективными аппаратами криогенной техники. Они характеризуются высокими компактностью поверхности 1000—3000 м^2/м^3 и эффективностью теплообмена, могут работать при давлениях до 20 МПа, отличаются простотой конструктивного оформления.

Однако недостатки существующей технологии сборки слоистых теплообменников сдерживают их широкое внедрение в практику криогенного аппаратостроения. Эти недостатки связаны прежде всего с отсутствием способов надежного соединения отдельных элементов, способных длительно противостоять возникающим при эксплуатации термическим напряжениям.

Схематическое устройство *сетчатого* рекуперативного теплообменника показано на рис. 2.57. Он представляет собой спрессованный пакет попеременно уложенных медных или латунных сеток и прокладок с отверстиями для образования каналов. Потоки газов распределяются по соответствующим каналам с помощью специальных коллекторов, установленных на торцах пакета (на рисунке не показаны).

Передача теплоты от одного потока газа к другому осуществляется в поперечном направлении по теплопроводным сеткам. В то же время возможность переноса теплоты по конструкции в продольном направлении резко ограничена, поскольку отдельные сетки термически изолированы друг от друга прокладками из материала с низкой теплопроводностью (ватман, картон, стеклоткань, стеклошпон и пр.).

Существует несколько способов сборки сетчатых теплообменников, определяемых свойствами используемых для прокладок материалов. Прокладки из стеклоткани, например, соединяются с сетками с помо-

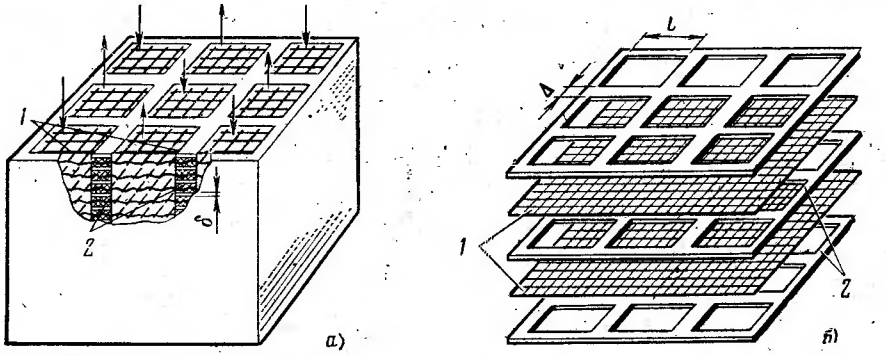


Рис. 2.57. Сетчатый теплообменник.
а — компоновка аппарата; *б* — элементы конструкции; *1* — сетки; *2* — прокладки.

щью различных эпоксидных связующих. Бумажные прокладки перед сборкой пропитываются клеем, затем набранный пакет сжимается и подвергается специальной термообработке. В результате образуется прочная монолитная конструкция с герметичными каналами, заполненными разреженной сетчатой насадкой.

Геометрические характеристики отдельных каналов, их количество и взаимное расположение определяются при проектировании в соответствии с условиями применения аппарата. Поперечный размер каналов обычно составляет 5—15 мм (в отдельных случаях может достигать 50 мм). Толщина стенок, разделяющих соседние каналы, лежит в пределах 2—3 мм. Диаметр проволоки выбирается равным 0,1—0,3 мм.

Слоистые теплообменники из перфорированных пластин, иначе называемые *матричными*, по устройству аналогичны сетчатым аппаратам. В качестве теплопередающих элементов используются медные или алюминиевые пластины с множеством отверстий круглой, квадратной или щелевидной формы. Пластины пакетируются, чередуясь с разделительными прокладками из металла. Герметическое соединение прокладок и перфорированных пластин в единую конструкцию осуществляется клеевым способом. Наличие клеевых слоев с высоким термическим сопротивлением заметно уменьшает отрицательное влияние на эффективность теплообменника его продольной теплопроводности, которая еще более снижается при использовании пластиковых или фторопластовых разделительных прокладок. При этом требуемая герметичность каналов мо-

жет быть обеспечена при сборке пакета с помощью стяжных шпилек без применения клея.

Используются пластины толщиной 0,2—1,5 мм. Диаметр круглых отверстий составляет 0,25—1,2 мм. Зазор между пластинами выбирается от 0,4 до 1,5 мм.

Отдельные конструкции матричных теплообменников различаются формой поперечного сечения и взаимным расположением каналов для прямого и обратного потоков газа (рис. 2.58).

Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в сетчатых теплообменниках. Условия теплоотдачи и гидродинамический режим течения газа в сетчатых теплообменниках во многом определяются геометрическими характеристиками насадки.

Экспериментальные исследования показывают, что при плотной упаковке сеток, как это имеет место в регенераторах (см. гл. 3), происхо-

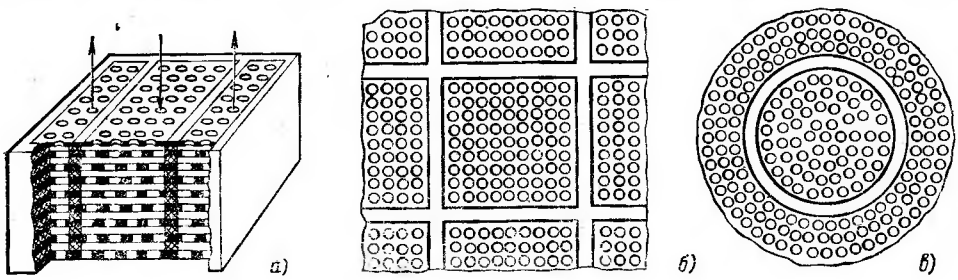


Рис. 2.58. Схемы матричных аппаратов с параллельным (*а*), шахматным (*б*) и концентрическим (*в*) расположением каналов.

дит успокоение потока. Разреженная сетка, наоборот, способствует турбулизации, что приводит к улучшению теплоотдачи и возрастанию значений коэффициентов сопротивления. Однако данные, устанавливающие взаимосвязь между режимами течения и геометрией каналов, отсутствуют.

Отмечается также, что увеличение числа сеток в насадке заметно снижает средний коэффициент теплоотдачи. Эта тенденция в наибольшей степени проявляется при невысоких значениях относительной длины пакета $H/d_{экв}$.

Основными геометрическими характеристиками сетчатых насадок являются следующие.

Пористость ε характеризует отношение свободного объема $V_{св}$ пакета сеток к полному его объему V:

$$\varepsilon = \frac{V_{св}}{V} = 1 - n \frac{\pi d_п^2}{2 (l_я + d_п)} \frac{1}{\cos \alpha}, \qquad (2.197)$$

где n — число сеток, приходящееся на единицу длины пакета, 1/м; $d_п$ — диаметр проволоки, м; $l_я$ — размер ячейки в свету, м (размер ячейки соответствует номеру стандартной сетки); $\alpha = \operatorname{arctg}[d_п/(l_я + d_п)]$ — угол наклона проволоки к плоскости сетки.

Для плотно упакованных сеток (идеальная насадка) $n_0 = 1/2d_п$. Значения n для сетчатых теплообменников определяются по формуле $n = 1/(2d_п + \delta)$, где δ — эффективная толщина прокладки, м.

Удельная поверхность (компактность) $S_т$, м^2/м^3, равна отношению площади полной поверхности сеток $F_п$ к занимаемому ими

объему V:

$$S_т=4(1-\varepsilon)/d_п. \qquad (2.198)$$

Эквивалентный диаметр $d_{экв}$:

$$d_{экв}=4\varepsilon/S_т. \qquad (2.199)$$

Большинство опубликованных работ, посвященных теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению в сетчатых насадках, выполнено применительно к регенераторам газовых холодильных машин (ГХМ). Объектом изучения в этих работах являлись преимущественно плотно упакованные или свободно уложенные пакеты сеток, геометрические характеристики которых изменялись в относительно узких пределах. Нижняя граница исследованной области чисел Re составляла 10—20, верхняя— не превышала 300—500. Имеющиеся данные по теплоотдаче и гидродинамике в разреженных сетчатых насадках носят еще более ограниченный характер. В этих условиях выбор оптимальных геометрических характеристик сетчатых теплообменников и проведение их теплового и гидравлического расчетов связаны с определенными трудностями.

В [6] нашли отражение результаты испытаний свободно уложенных и разреженных пакетов сеток шести типоразмеров (от 004 до 01), изготовленных из медных сплавов. Автор указывает, что разрежение насадки, соответствующее увеличению пористости ε на 16%, повышает гидравлическое сопротивление примерно вдвое. Коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ при этом возрастает не столь заметно (до 15%). Отмечается также существенное влияние на теплоотдачу относительной длины насадки $H/d_{экв}$. В частности, при увеличении числа сеток в пакете от 100 до 600 значение $\bar{\alpha}$ уменьшалось в 2,5 раза.

Результаты эксперимента обобщены уравнением

$$\overline{Nu}=0{,}107Re^n(H/d_{экв})^{-0{,}43}(d_{экв}/d_п)^{2{,}41}, \qquad (2.200)$$

в котором $n=4{,}4(d_{экв}/d_п)^{-1{,}73}$; $Re=wd_{экв}/(\varepsilon\nu)=w_ф d_{экв}/\nu$; $w_ф$ — скорость фильтрации, м/с.

Уравнение (2.200) справедливо для пакетов с числом сеток $n=100\div600$ при $Re=10\div350$.

Сетки четырех типоразмеров (015, 025, 05 и 1) использовались в [4]. Число свободно уложенных слоев составляло 40—50. Для чисел $Re=50\div400$ получено обобщенное эмпирическое уравнение

$$\overline{Nu}=0{,}4\left(\frac{\varepsilon}{1-\varepsilon}\right)^{0{,}8}Re^{0{,}5}. \qquad (2.201)$$

Автор считает, что коэффициент теплоотдачи не должен зависеть от числа сеток n в насадке, если n достаточно большое.

Потеря давления в сетчатых теплообменниках может быть оценена по формулам (3.49) и (3.50), приведенным в § 3.5.

Анализ опубликованных работ по теплообмену и гидродинамике в сетчатых насадках и систематизация расчетных соотношений представлены в [36].

Тепловой и гидравлический расчеты теплообменников из перфорированных пластин. В теплообменных композициях матричных аппаратов наибольшее применение получили перфорированные пластины с круглыми отверстиями, расположенными по сторонам прямоугольника. При заданных продольном и поперечном шагах перфорации s_1 и s_2, диаметре отверстий d, толщинах перфорированной пластины $h_{пл}$ и прокладки $h_{пр}$

геометрические характеристики такой композиции и составляющих ее теплопередающих элементов определяются следующим образом.

Число отверстий N, 1/м², приходящихся на 1 м² перфорированной пластины, равно:

$$N=1/(s_1 s_2). \qquad (2.202)$$

Пористость перфорированной пластины $\varepsilon_{пл}$, м³/м³:

$$\varepsilon_{пл}=\frac{\pi}{4}d^2N. \qquad (2.203)$$

Площадь поверхности теплообмена 1 м² перфорированной пластины с учетом площади боковой поверхности отверстий $F_{пл}$, м²/м²:

$$F_{пл}=2(1-\varepsilon_{пл})+\pi d h_{пл} N. \qquad (2.204)$$

Удельная площадь поверхности теплообмена $S_{пл}$, м²/м³, перфорированной пластины:

$$S_{пл}=F_{пл}/h_{пл}. \qquad (2.205)$$

Эффективная площадь поперечного сечения $F_{эф}$, м², перфорированной пластины:

$$F_{эф}=1-\varepsilon_{пл}. \qquad (2.205а)$$

Пористость $\varepsilon_т$, м²/м³, компактность $S_т$, м²/м³, и эквивалентный диаметр $d_{экв}$, м, теплообменной композиции:

$$\varepsilon_т=\frac{\varepsilon_{пл}h_{пл}+h_{пр}}{h_{пл}+h_{пр}}; \qquad (2.205б)$$

$$S_т=F_{пл}/(h_{пл}+h_{пр}); \qquad (2.205в)$$

$$d_{экв}=4\varepsilon_т/S_т. \qquad (2.205г)$$

Таблица 2.15

Значения коэффициентов *A*, *a*, *B* и *b* в уравнениях (2.205д) и (2.205е) для матричных теплообменников

Геометрические характеристики теплообменной композиции, мм				Число Рейнольдса	*A*	*a*	Число Рейнольдса	*B*	*b*	Литература
d	$h_{пл}$	$s_1=s_2$	$h_{пр}$							
1,5	0,8	2	0,8	30—250	3,94	—0,82	30—500	28,8	—0,4	[2]
1,5	0,8	2	0,4—0,8	250—2500	0,8	—0,53	80—300 300—2500	7,8 3,7	—0,18 —0,048	[2]
1,5	0,5	2	0,3	200—300	0,222	—0,32	200—3000	5,65	—0,086	ИАЭ им. Курчатова
0,9	0,6	1,2	0,8	30—100 100—500	0,35 0,84	—0,92 —0,48	50—500	149	—0,57	[2]
0,9	0,5	1,4	0,42—1,37	30—3000	1,2	—0,62	см. рис. 2.59			[72]*

* Данные по теплообмену обработаны с использованием в качестве характерного размера диаметра отверстий перфорации, скорость отнесена к площади отверстий перфорированной пластины.

Исследования влияния геометрических характеристик моделей слоистых теплообменников из пластин с круглой перфорацией на теплоотдачу и гидравлическое сопротивление выполнены в ИАЭ им. Курчатова и НПО «Криогенмаш». Опыты показали, что изменение расстояния между пластинами оказывает значительное влияние на коэффициент гидравлического сопротивления и практически не влияет на интенсивность переноса теплоты. Результаты исследований были обработаны в виде

$$\mathrm{St}\,\mathrm{Pr}^{2/3} = A\mathrm{Re}^{a}; \qquad (2.205д)$$

$$\xi = B\mathrm{Re}^{b}, \qquad (2.205е)$$

где A, a, B и b — коэффициенты (табл. 2.15).

В качестве характерного размера использовался эквивалентный диаметр теплообменной композиции $d_{экв}$. Скорость w, входящая в выражение для числа Re, относилась к среднеобъемному сечению, равному $nBL\varepsilon_т$, где n — число каналов для рассматриваемого потока газа, B и L — соответственно ширина и глубина канала.

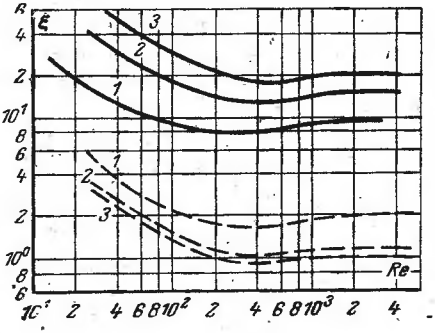


Рис. 2.59. Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления ξ от числа Re для матричных теплообменников с диаметром отверстий перфорации d=0,9 мм.
1 — $h_{пр}$=0,42 мм; 2 — $h_{пр}$=0,86 мм; 3 — $h_{пр}$=1,37 мм; ——— — характерный размер — $d_{экв}$; скорость w отнесена к среднеобъемному сечению; — — — — характерный размер — d; скорость w отнесена к площади отверстий перфорированной пластины.

Коэффициент теплопередачи k_1 матричных теплообменников, отнесенный к поверхности со стороны теплого потока, рассчитывается по формуле (2.25), которая для случая компоновки аппарата по схеме рис. 2.58,*а* записывается в виде

$$k_1 = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1\eta_1} + \dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{пл}}\dfrac{S_{пл}L_1}{2} + \dfrac{1}{\alpha_2\eta_2}\dfrac{n_1L_1}{n_2L_2}}, \qquad (2.205ж)$$

где L — ширина канала в направлении, совпадающем с направлением теплового потока, м; n — число каналов одного потока; 1, 2 — индексы, относящиеся соответственно к теплому и холодному потокам.

Входящие в (2.205ж) величины эффективности (КПД) поверхностей теплообмена перфорированных пластин определяются из соотношения

$$\eta_i = \frac{1}{1 + \dfrac{\alpha_i S_{пл}(L_i/2)^2}{2\lambda F_{эф}}}, \qquad (2.205з)$$

в котором i=1 для теплового потока, i=2 для холодного потока.

При заданной тепловой нагрузке Q суммарная площадь теплопередающей поверхности со стороны теплого потока и необходимая высота теплообменника равны:

$$F_1 = Q/(k_1\Delta\bar{T}); \qquad (2.205и)$$

$$H = F_1/F_{уд1}, \qquad (2.205к)$$

где $F_{уд1}=n_1B_1L_1S_т$ — удельная площадь поверхности перфорированных пластин, отнесенная к 1 м высоты аппарата; B_1 — ширина канала в направлении, перпендикулярном к направлению теплового потока.

Число пластин в пакете

$$n_{пл}=H/(h_{пл}+h_{пр}). \qquad (2.205л)$$

Результаты исследования теплообмена и гидродинамики на моделях матричных аппаратов с круглой, квадратной и щелевой перфорацией пластин представлены в [62, 63, 79]. Авторами приведены расчетные соотношения для определения эффективности η поверхностей теплообмена в матрицах с шахматным и концентрическим расположением каналов.

2.11. Теплообменники типа «труба в трубе» и теплообменники из спаянных труб

В рефрижераторах и ожижителях наряду с широким использованием витых теплообменников применяются аппараты типа «труба в трубе» и теплообменники из спаянных труб, изготавливаемые обычно в виде спирали. Они отличаются технологичностью и конструктивной простотой, однако вследствие недостаточно развитой поверхности теплообмена и малых проходных сечений используются лишь в тех случаях, когда расходы рабочих сред относительно невелики.

В аппаратах типа «труба в трубе» прямой поток высокого давления, как правило, поступает во внутреннюю трубу, а обратный поток с более низким давлением движется по кольцевому зазору. Центровка внутренней трубы относительно внешней осуществляется с помощью специальных проставок, размещаемых в зазоре с некоторым шагом. Поскольку коэффициент теплоотдачи α_1 для прямого потока высокого давления обычно выше коэффициента теплоотдачи α_2 для обратного потока, внешняя поверхность внутренней трубки обычно оребряется. При этом используются низкие накатанные спиральные ребра или проволочное оребрение.

Расчет коэффициента теплопередачи k_1, отнесенного к внутренней поверхности, осуществляется по формуле (2.24), которая для односторонне оребренной трубки приобретает вид:

$$k_1=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\frac{1}{\alpha_2\varphi}\frac{d_1}{d_2}}, \qquad (2.206)$$

где φ — коэффициент оребрения; d_1 и d_2 — соответственно внутренний и наружный диаметры оребренной трубки.

Коэффициент теплоотдачи α_2 к оребренной поверхности при движении потока в кольцевом канале можно рассчитать по уравнению [58]

$$\overline{Nu}=0{,}039Re^{0{,}87}Pr^{0{,}4}(l/d_{экв})^{0{,}4}(h_р/d_{экв})^{-0{,}19}, \qquad (2.207)$$

где l — расстояние между ребрами в свету; $h_р$ — высота ребер; $d_{экв}=D_1-D_р$ — эквивалентный диаметр; D_1 — внутренний диаметр наружной трубы; $D_р$ — диаметр ребер.

Потеря давления обратного потока определяется по формуле (2.63).

Коэффициент сопротивления ξ, связанный с фактором трения Фаннинга f соотношением $\xi=4f$, находится по экспериментальным кривым, представленным на рис. 2.60.

В отличие от теплообменников типа «труба в трубе» аппараты из спаянных труб позволяют организовать теплообмен между несколькими

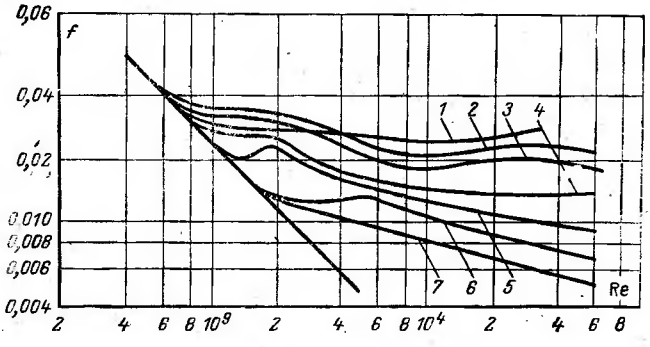


Рис. 2.60. Зависимость фактора трения f от числа Re.

1 — $x=0{,}346$; *2* — $x=0{,}338$; *3* — $x=0{,}328$; *4* — $x=0{,}228$; *5* — $x=0{,}208$; *6* — $x=0{,}120$; *7* — гладкая труба; $x=V^*/V^{**}$; V^* — объем зазоров между ребрами; V^{**} — объем кольцевого зазора.

потоками. На рис. 2.61 показан элемент трехпоточного аппарата, трубы которого спаяны мягким припоем в монолитную конструкцию. Высокая теплопроводность материала припоя и стенок каналов делает термическое сопротивление между теплообменивающимися потоками настолько малым, что в любом поперечном сечении аппарата стенки всех труб имеют практически одну и ту же температуру.

В простейшем случае двухпоточного аппарата с диаметрами труб d_1 и d_2 тепловой расчет осуществляется с использованием коэффициента теплопередачи k, отнесенного к внутренней поверхности каналов одного из потоков:

$$k_1=\frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_1}+\frac{1}{\bar{\alpha}_2}\frac{n_1d_1}{n_2d_2}} \qquad (2.208а)$$

или

$$k_2=\frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_1}\frac{n_2d_2}{n_1d_1}+\frac{1}{\bar{\alpha}_2}}, \qquad (2.208б)$$

где n_1 и n_2 — число труб для прямого и обратного потоков соответственно.

Определение коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и потерь давления Δp при движении рабочих сред в изогнутых трубах было подробно рассмотрено в § 2.8.

2.12. Конденсаторы-испарители

Конденсаторы-испарители в отличие от рассмотренных типов теплообменных аппаратов предназначены для реализации процесса переноса теплоты, при котором обе среды меняют свое агрегатное состояние. Они являются обязательным элементом схемы практически любой установки низкотемпературного разделения газовых смесей.

В качестве примера на рис. 2.62 показана принципиальная схема аппарата двукратной ректификации воздуха с конденсатором-испарителем (см. гл. 4). Пар, образующийся при кипении смеси азота и кислорода в кубе *4* нижней колонны *1*, поднимается вверх и, проходя через тарелки, обогащается азотом. После конденсации в конденсаторе-испарителе *3* практически чистый жидкий азот частично возвращается в нижнюю колонну на орошение верхней тарелки, а некоторая его доля подается через дроссельный вентиль в верхнюю колонну *2*. Стекая по тарелкам, жидкий азот вступает в контакт с паром, движущимся навстречу, и обогащается кислородом. В результате в нижней части колонны *2* собирается жидкий кислород, который кипит в конденсаторе-испарителе. Определенное количество образовавшегося газообразного кислорода отбирается из верхней колонны в виде готового продукта, а остальная часть используется в процессе ректификации. Таким образом, конденсатор-испаритель является *дефлегматором*, сконденсированный азот (флегма) из которого возвращается в нижнюю колонну, и *испарителем* для верхней колонны.

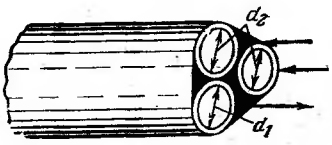


Рис. 2.61. Элемент теплообменника из спаянных труб.

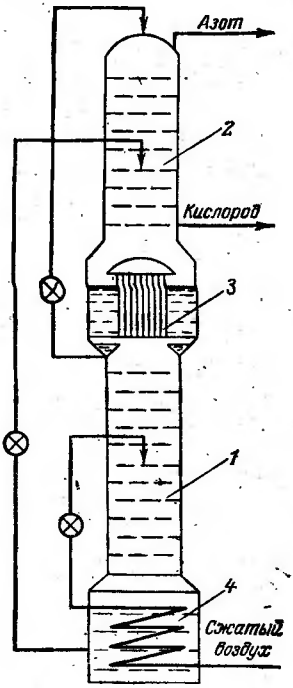


Рис. 2.62. Схема аппарата двукратной ректификации.

Температурный напор ΔT в конденсаторе-испарителе рассматриваемой схемы аппарата двукратной ректификации равен разности температур конденсации азота и кипения кислорода, которая определяется перепадом давлений в нижней и верхней колоннах. Режим работы верхней колонны, называемой колонной низкого давления, соответствует, как правило, значениям $p=0{,}13\div0{,}14$ МПа. Конденсация паров азота в нижней колонне высокого давления реализуется при $p=0{,}56\div0{,}6$ МПа. В этих условиях температурный напор составляет 2,2—3 К.

В зависимости от назначения конденсаторы-испарители ВРУ подразделяются на:

а) *основные*, в которых конденсируется азот, а пары кипящего кислорода возвращаются в верхнюю колонну. При отсутствии выносного аппарата часть кислорода отбирается из основного конденсатора-испарителя в виде готового продукта (продукционный кислород);

б) *выносные*, в которых весь образующийся за счет конденсации азота газообразный кислород является продукционным;

в) нижние и верхние конденсаторы-испарители колонн технического кислорода, криптоновых, аргонных и азотных колонн.

Классифицируя конденсаторы-испарители по конструктивным признакам, можно выделить следующие основные типы аппаратов:

а) кожухотрубные с межтрубным кипением;

б) кожухотрубные с внутритрубным кипением;

в) витые с кипением внутри труб;

г) оросительного типа с прямыми трубами и внутритрубным кипением стекающей пленки жидкости;

д) пластинчато-ребристые.

Кожухотрубные аппараты, за редким исключением, изготавливаются в вертикальном исполнении с фланцами или без фланцев.

На рис. 2.63 представлена конструкция бесфланцевого кожухотрубного конденсатора-испарителя с кипением в межтрубном пространстве. Аппарат выполнен из 1597 медных труб *2* диаметром 8×0,5 мм и длиной 580 мм. Общая площадь поверхности теплообмена составляет 20,7 м². Трубы впаяны в трубные доски *3*, *4*, изготовленные из листовой меди. Верхняя трубная доска *3* имеет крышку *5* с выводными трубками *6* и *7* для продувки и подсоединения предохранительного клапана. Конденсатор-испаритель устанавливается между верхней и нижней колоннами, к которым крепится пайкой с помощью переходных конусов *8* и *9*. Кислород кипит в межтрубном пространстве, и часть его паров отводится в виде готового продукта через штуцер *10*. Конденсация азота осуществляется в трубах, где имеет место встречное движение газообразного азота и стекающей пленки конденсата. В этих условиях скорость пара на входе в трубки должна быть ниже некоторого значения $w_{зах}$, определяемого из условий начала захлебывания. Определенное количество жидкого азота через штуцер *11* подается на орошение верхней тарелки колонны низкого давления.

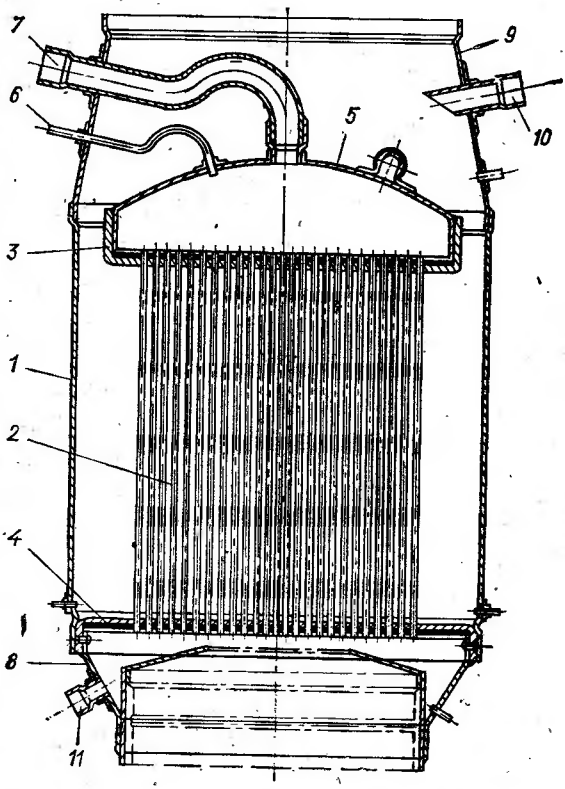


Рис. 2.63. Бесфланцевый кожухотрубный конденсатор-испаритель с межтрубным кипением.

Корпус *1* аппарата имеет несколько отводных труб малого диаметра для измерения давления, уровня жидкого кислорода и отбора проб на анализ.

Конденсаторы-испарители с межтрубным кипением не нашли применения в крупных ВРУ вследствие относительно низкой теплоотдачи со стороны кипящей жидкости, объясняемой слабой циркуляцией газожидкостного потока. Коэффициенты теплопередачи в таких аппаратах обычно не превышают 500—600 Вт/(м²·К). По этой причине их использование ограничено установками малой и средней производительности.

Конструкция основного кожухотрубного фланцевого конденсатора-испарителя с внутритрубным кипением приведена на рис. 2.64. Обечайка теплообменника *3*, верхняя *1* и нижняя *6* крышки, трубные доски *2* и центральная циркуляционная труба *5* изготовлены из латуни

Л63. Трубы *4* диаметром 10×0,5 мм и длиной 3000 мм выполнены из меди марки М3. Они размещены в трубной доске по концентрическим окружностям и крепятся с помощью мягкого припоя ПОС-40. Количество труб — 7254. Площадь поверхности теплообмена равна 650 м². В верхней части межтрубного пространства аппаратов такого типа часто устанавливается короткая внутренняя рубашка, обеспечи-

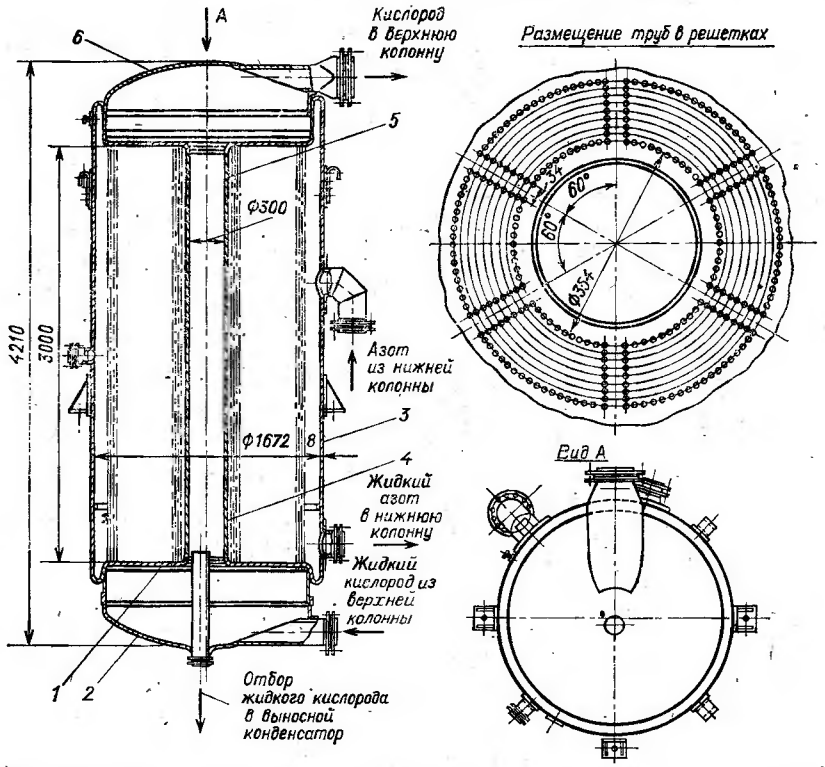


Рис. 2.64. Фланцевый кожухотрубный конденсатор-испаритель с внутритрубным кипением.

вающая организованный подвод пара к поверхности конденсации.

Кипение жидкости в трубах происходит в условиях интенсивной естественной циркуляции, которая осуществляется за счет разности плотностей теплоносителя в парогенерирующих каналах и центральной опускной трубе.

Фланцевые аппараты в отличие от ранее рассмотренной конструкции не встраиваются в колонну, что дает возможность создавать необходимую поверхность теплообмена посредством использования нескольких теплообменников относительно небольших габаритов.

Конденсаторы-испарители с внутритрубным кипением являются в настоящее время основным типом аппаратов для установок средней и большой производительности. Достаточно интенсивная теплоотдача к циркулирующей кипящей жидкости обеспечивает значения коэффициентов теплопередачи k на уровне 700—950 Вт/(м²·К) при тепловых нагрузках $q > 1500$ Вт/м². Аппараты этого типа достаточно надежны с точки зрения взрывобезопасности, так как движение парожидкостной смеси в трубах препятствует отложению и накапливанию твердого ацетилена, содержащегося в жидком кислороде, на греющих поверхностях.

При этом теплообменники не должны работать в режиме «сухой» стенки, когда верхняя часть трубок не омывается жидким кислородом и, тем самым, создаются условия выпадения взрывоопасных примесей. Работа конденсатора-испарителя в «мокром» режиме согласно опытным данным имеет место при *кратности циркуляции*, т. е. отношении расхода кислорода через трубы к количеству образующегося пара,

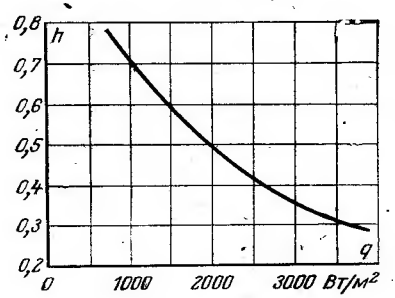


Рис. 2.65. Зависимость h от q, соответствующая «мокрому» режиму работы конденсатора-испарителя.

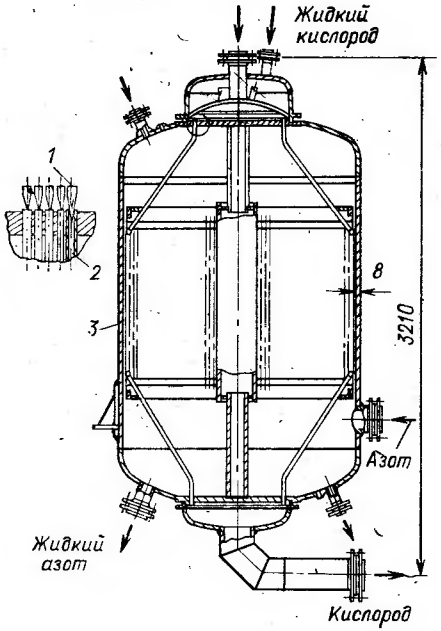


Рис. 2.66. Выносной конденсатор-испаритель витого типа.
1 — распределитель потока жидкости; *2* — трубки; *3* — корпус.

равной 5—6. Такая кратность циркуляции реализуется при условии определенного соответствия между плотностью теплового потока q и значением относительного кажущегося уровня h кипящей жидкости, примерно удовлетворяющего экспериментальной зависимости, представленной на рис. 2.65.

Относительный кажущийся уровень

$$h = H/l_р,$$

где $l_р$ — рабочая активная длина парогенерирующего канала; H — кажущийся уровень, равный высоте столба светлой жидкости, развивающего в основании давление, эквивалентное сумме статического и динамического сопротивления при движении парожидкостного потока в канале.

Значение кажущегося уровня, таким образом, примерно соответствует высоте слоя некипящей жидкости в центральной циркуляционной трубе, который расположен над уровнем конденсата в межтрубном пространстве.

Выносные конденсаторы-испарители в отличие от основных выполняются обычно с сепаратором, расположенным в верхней части корпуса. Сепараторы предотвращают унос капель жидкости с потоком газообразного продукционного кислорода.

Для изготовления кожухотрубных конденсаторов-испарителей, помимо латуни и меди, используется нержавеющая сталь марки

10Х18Н10Т. В последние годы проектировщики отдают предпочтение алюминиевым сплавам марок АМцС и АМг6, обладающим достаточной прочностью, легкостью и коррозионной стойкостью. Соединение элементов конструкции аппаратов из алюминиевых сплавов осуществляется с помощью аргонодуговой сварки.

Витые аппараты с внутритрубным кипением иногда используются в крупных ВРУ в качестве выносных конденсаторов-испарителей, предназначенных для полного испарения продукционного кислорода. Жидкий кислород на испарение поступает, как правило, из основного конденсатора-испарителя, вследствие чего исключается возможность накопления в нем взрывоопасных примесей. Кроме того, отбираемый из основного аппарата кислород имеет более высокую концентрацию, чем в нижней части колонны.

Конструкция выносного конденсатора-испарителя витого типа, применяемого в ВРУ К-1,4 (БР-14), показана на рис. 2.66. Аппарат изготовлен цельносварным из нержавеющей стали. Между рядами навивки размещены продольные прокладки толщиной 3 мм, обеспечивающие свободный доступ газообразного азота ко всей поверхности теплообмена и беспрепятственный сток образующегося конденсата. Жидкий кислород, поступающий в верхний коллектор, равномерно распределяется по всем трубам, что достигается за счет строго горизонтального расположения трубной решетки, одинаковой длины выступающих участков труб над трубной решеткой и использования специальных распределителей потока жидкости. Коэффициент теплопередачи в этих аппаратах составляет 200—400 Вт/(м²·К).

Высокая интенсивность теплоотдачи со стороны кипящей жидкости может быть достигнута в конденсаторах-испарителях оросительного типа. Они представляют собой вертикальные кожухотрубные теплообменники, жидкость в которые подается сверху и в виде тонкой пленки толщиной менее 1,5 мм стекает по внутренней поверхности труб. Процесс передачи теплоты к кипящей пленке жидкости по сравнению с кипением в трубах в условиях естественной циркуляции характеризуется более высокими значениями α, достигающими 3000—4000 Вт/(м²·К) при q=1000÷4000 Вт/м² [17, 18]. Коэффициенты теплопередачи k при этом лежат в пределах 1100—1500 Вт/(м²·К). Особенно эффективно использование конденсаторов-испарителей оросительного типа при $q<2000$ Вт/м².

Несмотря на улучшенные тепловые характеристики, эти аппараты практически не используются в ВРУ ввиду определенных трудностей их изготовления, повышенных требований к поддержанию заданного режима работы при эксплуатации, возможности отложения и накопления на стенках парогенерирующих каналов взрывоопасных примесей.

В конструкциях всех типов трубчатых конденсаторов-испарителей применяются преимущественно стандартные трубы диаметром 8×0,5; 10×0,5; 10×1 и 12×1,5 мм.

С освоением промышленностью технологии изготовления крупных пластинчато-ребристых теплообменников стало возможным их внедрение и в практику кислородного машиностроения. Аппараты этого типа изготавливаются из сплавов на основе алюминия, им свойственна высокая удельная площадь поверхности, достигающая 1500—1800 м²/м³. Поэтому они имеют меньшие габариты, легче и дешевле трубчатых конденсаторов-испарителей при той же тепловой нагрузке. Экспериментально показано также [94], что пластинчато-ребристые конденсаторы-

испарители устойчиво работают в условиях достаточно интенсивной циркуляции кипящего кислорода при весьма малых напорах $\Delta\bar{T}$, равных 1,6—1,8 К, обеспечивая при этом более высокие значения коэффициента теплопередачи по сравнению с аппаратами других типов.

В [77] представлены результаты технико-экономического расчета, согласно которому замена трубчатых конденсаторов-испарителей на

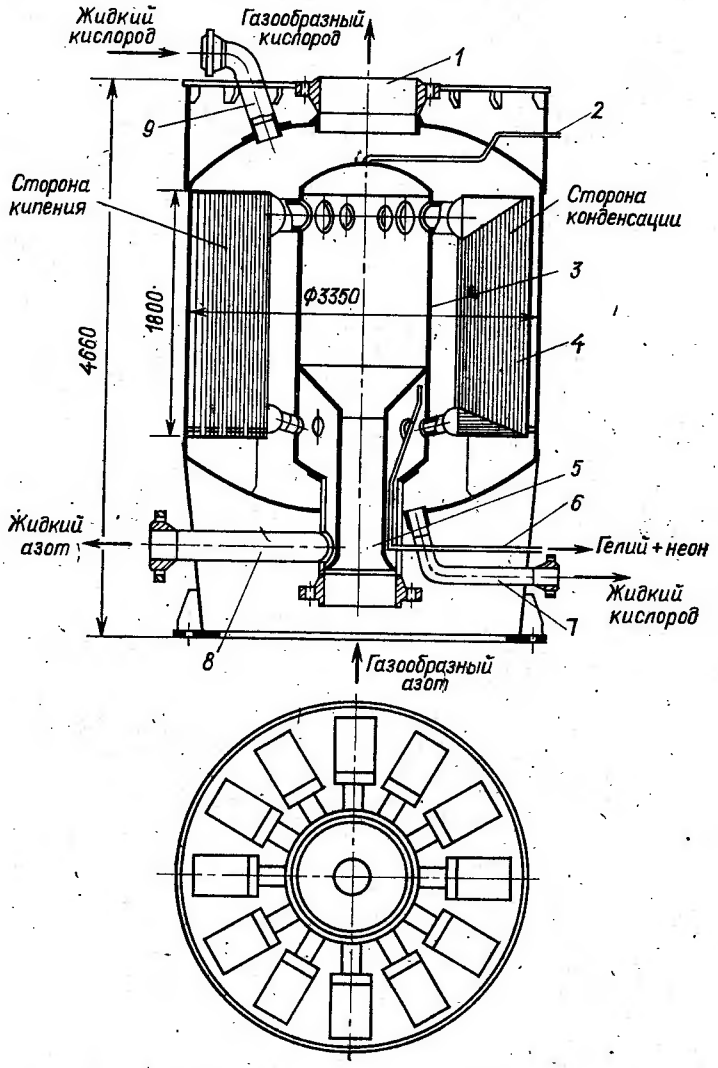


Рис. 2.67. Звездообразный пластинчато-ребристый конденсатор-испаритель.

пластинчато-ребристые в установке КтК-35-2 обеспечивает снижение удельного расхода электроэнергии на 3,5% и уменьшение себестоимости готового продукта на 2,4%. Годовой экономический эффект при этом составляет около 40 тыс. руб.

При изготовлении пластинчато-ребристых конденсаторов-испарителей используются в основном гладкие ребра (см. § 2.9). Геометрические размеры теплообменных поверхностей отечественного и зарубежного производства приведены в табл. 2.16.

В зависимости от тепловой нагрузки пластинчато-ребристые конденсаторы-испарители изготавливаются одно- или многопакетными. Многопакетные аппараты могут выполняться без общей емкости жидкого кислорода, а также с размещением пакетов внутри горизонтальной или вертикальной емкости. Наибольшее распространение получили аппараты звездообразной компоновки с вертикальной общей емкостью. Конструкция такого конденсатора-испарителя фирмы Linde представлена на рис. 2.67. Он собран из пакетов размером 1800×650××500 мм каждый с суммарной площадью поверхности теплообмена 2750 м² при высоте корпуса 4660 мм и диаметре 3350 мм.

Таблица 2.16

Размеры теплообменных поверхностей конденсаторов-испарителей

Геометрические размеры, мм	Конденсаторы-испарители	
	отечественные	зарубежные
Габаритные размеры пакетов:		
длина	800—1500 2000 3000	1000—2000
сечение	300×300 500×500 850×850	500×500
Расстояние между проставочными листами:		
со стороны кипения	4—6	4—8
со стороны конденсации		6—10
Шаг оребрения	2—4	2—4
Толщина ребра	0,2	0,2—0,5
Толщина приставочных листов	0,5—2	0,5—1,5
Толщина внешних листов	До 3	До 2,5

Пакеты теплообменных поверхностей *4* вварены в центральную трубу *3*, имеющую две полости. В верхнюю полость через патрубок *5* поступает газообразный азот, который после конденсации стекает в нижнюю полость и отводится из нее через патрубок *8*. Процесс кипения жидкого кислорода осуществляется в открытых сверху и снизу каналах пакетов, размещенных в общей емкости. Уровень жидкости в емкости поддерживается постоянным за счет ее непрерывного поступления через патрубок *9*. Образовавшийся пар покидает аппарат через отверстие *1* в верхней части емкости. Патрубок *7* служит для слива части жидкого кислорода с целью предотвращения накопления взрывоопасных примесей. Продувка неоно-гелиевой смеси производится через трубки *2* и *6*.

Фирма Linde использует компоновку пакетов, в которых парогенерирующие каналы и основная часть каналов со стороны конденсации ориентированы вертикально. Таким образом, в аппарате реализуется теплообмен между параллельными потоками кипящей и конденсирующейся сред (рис. 2.68). В пакетах такой конструкции затруднен слив конденсата из вертикальных каналов, что является причиной скопления жидкости в нижней их части и снижения эффективности теплопередачи.

В НПО «Криогенмаш» [77] разработана компоновка пакета с перекрестными потоками теплообменивающихся сред (рис. 2.69). Каналы со стороны кипения ориентированы вертикально. В каналах конденсации элементы оребрения расположены под углом не менее 15° к горизонту. С одной стороны пакета каналы конденсации открыты для

входа паров азота. Образующийся конденсат беспрепятственно стекает в нижнюю часть секции с противоположной стороны пакета и затем выводится наружу через горизонтальные неоребренные каналы.

На рис. 2.70 изображена конструкция звездообразного конденсатора-испарителя с вертикальной общей емкостью жидкого кислорода *4* и шестью пакетами оребренных поверхностей *1* с перекрестными пото-

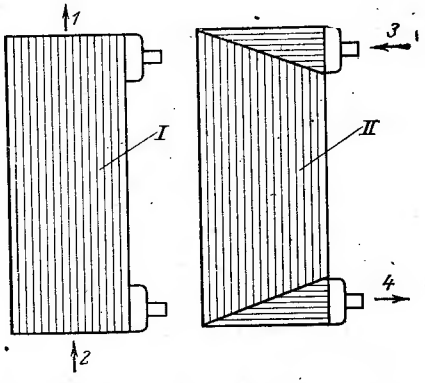


Рис. 2.68. Схема пакета с параллельными потоками сред конденсации и кипения.

I, *II* — соответственно поверхности теплообмена со стороны кипения и конденсации; *1* — парожидкостная смесь кислорода; *2* — жидкий кислород; *3* — газообразный азот; *4* — жидкий азот.

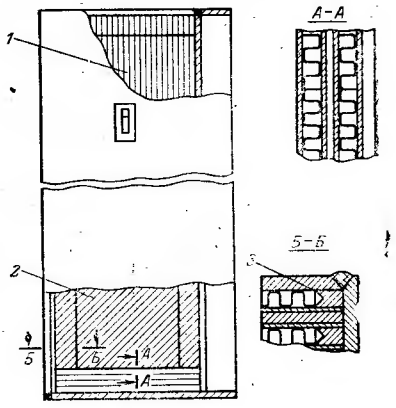


Рис. 2.69. Компоновка пакета с перекрестными потоками сред конденсации и кипения.

1 — сторона кипения; *2* — сторона конденсации; *3* — плакированная сторона.

ками теплообменивающихся сред. Аппарат предназначен для ВРУ средней производительности и размещается непосредственно в нижней части ректификационной колонны низкого давления. Габаритные размеры пакетов 1530×500×500 мм. Полная площадь поверхности теплообмена конденсатора-испарителя со стороны кипения составляет 978 м², со стороны конденсации 1008 м². Корпус *2* теплообменника, днище *3* и центральная труба (коллектор) изготовлены из алюминиевого сплава АМг6. Материалом для ребер служит сплав АД-0,2. Используются гладкие ребра прямоугольного профиля. Длина ребер l в каналах конденсации 6 мм, шаг s=4 мм; в каналах кипения l=4 мм, s=3 мм. Для отвода неконденсирующихся примесей из каналов конденсации предусмотрены специальные трубы, соединяющие боковое пространство пакетов с верхней частью коллектора, откуда они затем удаляются при продувке.

По сравнению с аппаратом фирмы Linde рассматриваемый конденсатор-испаритель отличается лучшими условиями теплообмена вследствие меньшей высоты отдельных участков поверхности конденсации и более тонкой пленки стекающего конденсата.

В НПО «Криогенмаш» [77] разработана также конструкция выносного пластинчато-ребристого конденсатора-испарителя для получения продукционного кислорода (рис. 2.71). В верхней части корпуса аппарата установлено сепарирующее устройство, включающее три диска из гофрированной алюминиевой ленты и отбойный щит.

Рассмотренные типы конденсаторов-испарителей отличаются друг от друга как в конструктивном отношении, так и способом организации

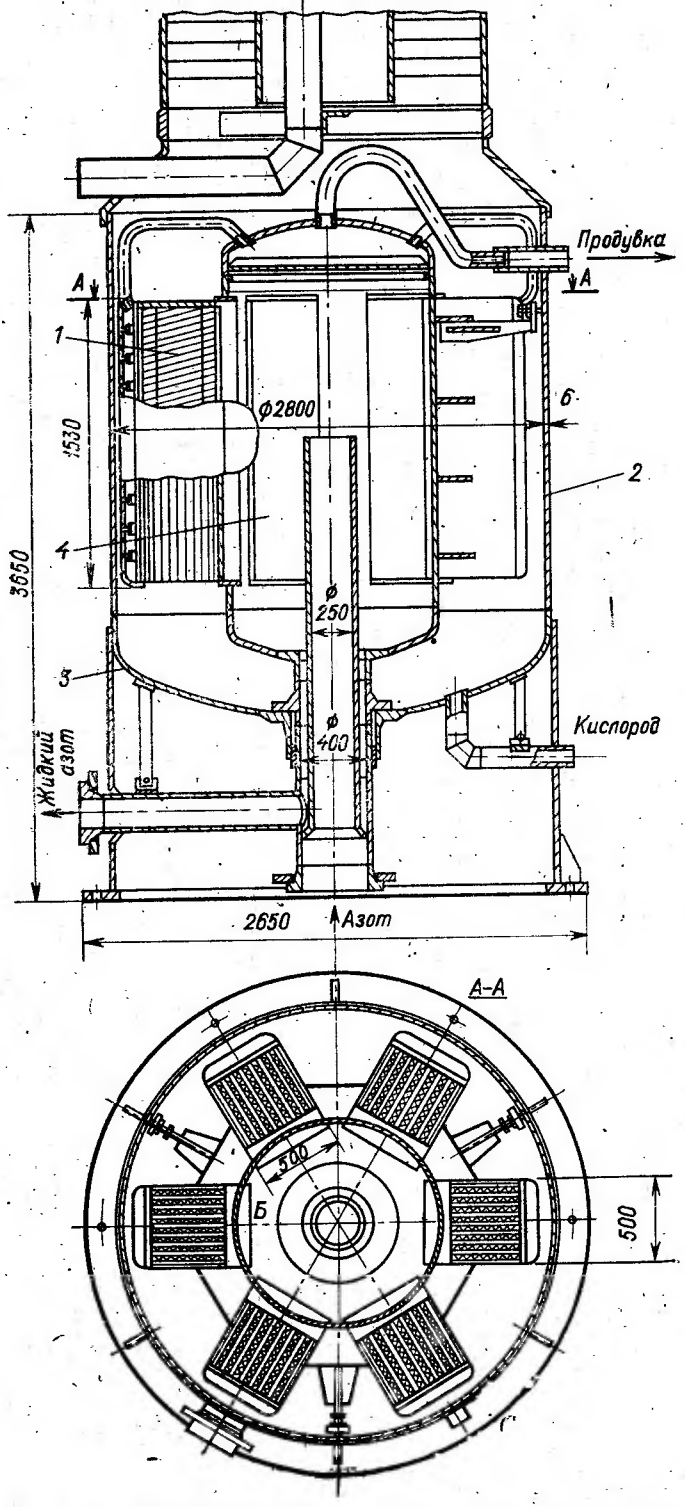


Рис. 2.70. Звездообразный пластинчато-ребристый конденсатор-испаритель с перекрестными потоками в пакетах.

процесса теплообмена между кипящей и конденсирующейся средами. Это обстоятельство предопределяет индивидуальность подхода к выбору температурного напора, определению гидродинамических характеристик двухфазных потоков и методике теплового расчета.

Температурный напор. Как было сказано ранее, температурный напор $\Delta\overline{T}$ в конденсаторах-испарителях определяется как разность температур насыщения кипящей и конденсирующейся сред при соответст-

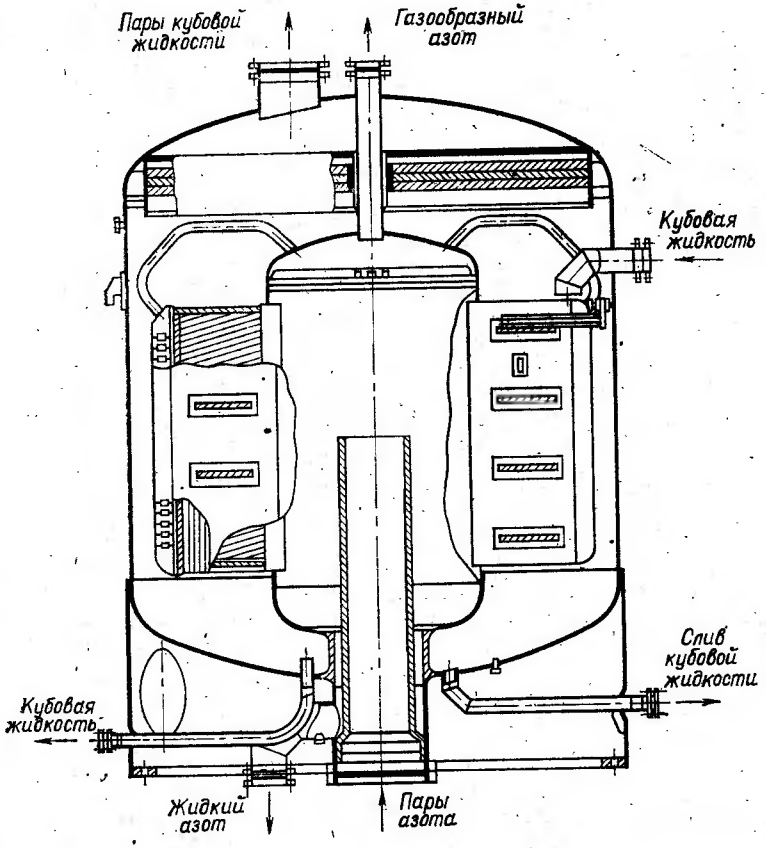


Рис. 2.71. Выносной пластинчато-ребристый конденсатор-испаритель с сепарирующим устройством.

вующих давлениях. В зависимости от теплофизических свойств этих сред, режима работы и типа аппарата температурный напор может изменяться от 1,6 до 4,2 К.

С ростом $\Delta\overline{T}$ процесс теплообмена в конденсаторах-испарителях интенсифицируется. Однако, если при этом необходимо повышать давление со стороны конденсации, то это заметно снижает экономичность работы установки в целом. Технико-экономические расчеты показывают, что увеличение температурного напора $\Delta\overline{T}$ на 1 К связано с необходимостью дополнительного расхода электроэнергии на сжатие воздуха до 5% общих энергетических затрат. Уменьшение температурного напора ниже некоторого предельного значения приводит к тому, что

теплообмен в режиме пузырькового кипения заменяется теплообменом в режиме свободной конвекции, что сопровождается резким снижением коэффициента теплоотдачи α и обусловливает необходимость значительного увеличения теплопередающей поверхности конденсатора-испарителя.

Для кожухотрубных аппаратов нижний предел работоспособности в режиме естественной циркуляции ограничен температурным напором, равным 2,2—2,4 К. Значение $\Delta\overline{\overline{T}}_{\text{кип}}$ со стороны кипящей жидкости при этом согласно экспериментально полученным результатам для азота и кислорода соответствует условиям начала закипания и составляет 1,5—1,6 К при $q=1300\div1500$ Вт/м^2. В конденсаторах-испарителях пластинчато-ребристого типа вследствие более шероховатой поверхности нагрева закипание жидкости наступает при меньших $\Delta\overline{T}_{\text{кип}}$. Поэтому согласно [94] эффективный режим работы этих аппаратов, сопровождающийся достаточно интенсивной циркуляцией кипящего кислорода ($w_0\geqslant0{,}05$ м/с), имеет место при $\Delta\overline{T}=1{,}6\div1{,}8$ К и более. Таким образом, пластинчато-ребристые теплообменники обеспечивают более высокие эксплуатационные показатели по сравнению с трубчатыми аппаратами.

При определении $\Delta\overline{T}$ средняя температура кипения $\overline{T}_{\text{кип}}$ жидкости находится с учетом влияния гидростатического давления $p_{\text{г}}=\rho_{\text{ж}}gH$ слоя жидкости высотой H:

$$\overline{T}_{\text{кип}}=\frac{T'_{\text{кип}}+T''_{\text{кип}}}{2}=T'_{\text{кип}}+\delta T, \qquad (2.209)$$

где $T'_{\text{кип}}$ — температура насыщения при давлении $p'_{\text{кип}}$ над поверхностью слоя жидкости; $T''_{\text{кип}}$ — температура насыщения при давлении

$$p''_{\text{кип}}=p'_{\text{кип}}+\rho_{\text{ж}}gH.$$

Величина $\delta T=(T''_{\text{кип}}-T'_{\text{кип}})/2$ называется *гидростатической температурной депрессией.*

Вследствие отрицательного влияния температурной депрессии на значение $\Delta\overline{T}$ длина труб кожухотрубных конденсаторов-испарителей ограничена. Для аппаратов с межтрубным кипением она редко превосходит 1000 мм (максимальная длина $l=1600$ мм в конденсаторе-испарителе установки КТ-3600).

В теплообменниках с внутритрубным кипением температурная депрессия определяется кажущимся уровнем жидкости H, который всегда меньше l (H/l лежит в пределах 0,3—0,8). Это позволяет использовать трубы длиной до 3000 мм.

Трубчатые и пластинчато-ребристые конденсаторы-испарители с кипением жидкости внутри вертикально расположенных каналов работают в режиме естественной циркуляции. Расчет таких аппаратов представляет известные трудности, так как существует сложная взаимосвязь тепловых и гидравлических характеристик процесса парообразования. В самом деле, теплоотдача со стороны кипящей жидкости определяется скоростью циркуляции w_0, которая в свою очередь может быть найдена из гидравлического расчета при известных значениях тепловых потоков и геометрических размеров поверхности теплообмена, являющихся конечным результатом проектирования аппарата. Поскольку процесс кипения реализуется одновременно с конденсацией, необходимо также, чтобы выполнялось равенство $\overline{q}_1\Delta\overline{T}_1=\overline{q}_2\Delta\overline{T}_2$ (индекс 1 относится к процессу конденсации, индекс 2 — к кипению) при

условии, что $\Delta\overline{T}=\Delta\overline{T}_1+\Delta\overline{T}_2$ и величина $\Delta\overline{T}$ является заданной (термическим сопротивлением тонкой теплопроводной стенки пренебрегаем). Таким образом, расчет конденсатора-испарителя может быть осуществлен путем совместного решения системы уравнений, описывающих циркуляцию кипящей жидкости и процессы теплоотдачи с обеих сторон теплопередающей поверхности.

Ниже представлены расчетные соотношения гидродинамики и теплообмена, полученные для трубчатых аппаратов.

Циркуляция кипящей жидкости в замкнутом контуре. Методика расчета подробно изложена в [55, 68, 69, 71, 107]. Циркуляция определяется разностью плотностей сред в подъемных и опускных каналах. Для стационарного процесса имеет место динамическое равновесие движущего напора и сопротивления рабочей среды при ее движении в контуре, т. е.

$$\Delta p_{дв}=\Delta p_{под}+\Delta p_{оп}. \qquad (2.210)$$

Используя обозначения, приведенные на рис. 2.72, движущий напор циркуляции $\Delta p_{дв}$ можно записать в виде

$$\Delta p_{дв}=l_р g[\rho'(h-X)-\overline{\rho}_{см}(1-X)], \qquad (2.211)$$

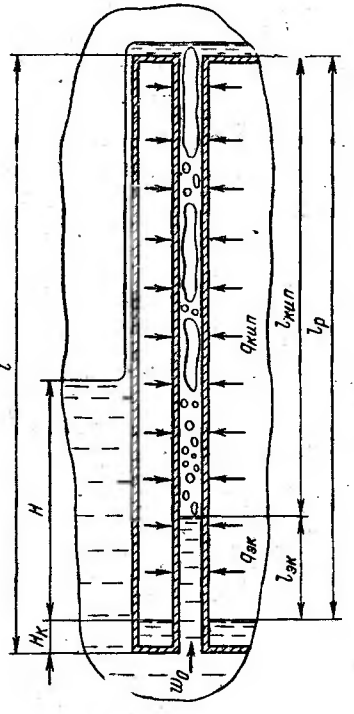


Рис. 2.72. Схема контура с естественной циркуляцией кипящей жидкости.

где $l_р=l-H_к$ — рабочая (активная) длина трубы; l — расстояние между трубными решетками; $H_к$ — уровень конденсата над нижней трубной решеткой (значение $H_к$, зависящее от конструктивного исполнения сливного устройства, не должно превышать $0{,}15l$); $h=H/l_р$ — относительный кажущийся уровень; $X=l_{эк}/l_р$ — относительная длина экономайзерной зоны; ρ' — плотность жидкости в опускной системе; $\overline{\rho}_{см}$ — средняя по длине $l_{кип}$ плотность парожидкостной смеси.

Гидравлическое сопротивление движению среды в подъемной части контура циркуляции определяется как

$$\Delta p_{под}=\Delta p_{вх}+\Delta p_к+\Delta p_{эк}+\Delta p_{тр}+\Delta p_{уск}+\Delta p_{вых}. \qquad (2.212)$$

Здесь $\Delta p_{вх}$ — сопротивление входа жидкости в парогенерирующий канал; $\Delta p_к$ — сопротивление трения на участке $H_к$; $\Delta p_{эк}$ — сопротивление трения однофазной жидкости на экономайзерном участке; $\Delta p_{тр}$ — сопротивление трения двухфазной смеси на участке кипения; $\Delta p_{уск}$ — потеря давления на ускорение двухфазного потока; $\Delta p_{вых}$ — сопротивление выхода двухфазного потока из канала.

Потеря давления $\Delta p_{оп}$ в опускной части контура равна сумме сопротивления трения и местных сопротивлений поворотов потока рабочей среды. Поскольку стенки опускного канала обогреваются, то возможно закипание жидкости с образованием пузырьков пара, относительная скорость всплытия u_∞ которых определяется по формуле

Франк-Каменецкого

$$u_\infty' = 1{,}53 \sqrt[4]{\sigma g \frac{\rho' - \rho''}{\rho'^2}}. \qquad (2.213)$$

Для кислорода при p=0,13÷0,14 МПа $u_\infty \approx 0{,}15$ м/с. Минимальное значение $\Delta p_{оп}$ достигается в случае полного отсутствия захвата пара «в опуск», т. е. когда скорость опускного движения жидкости $w_{оп} < u_\infty$. Обычно принимают

$$w_{оп} = (0{,}7 \div 1{,}0)\, u_\infty, \qquad (2.214)$$

что соответствует сечению опускной части контура

$$S_{оп} = G/(\rho' w_{оп}) = w_0 z S^*/w_{оп}, \qquad (2.215)$$

где G — массовый расход кислорода в контуре, кг/с; z — число парогенерирующих каналов; S^* — сечение одной трубы, м²; w_0 — скорость циркуляции (скорость жидкого кислорода на входе в парогенерирующий канал), м/с.

При соблюдении условия (2.214), как показывают расчеты, сопротивление $\Delta p_{оп}$ в конденсаторах-испарителях не превышает 1% потерь давления в подъемной части циркуляционного контура $\Delta p_{под}$ и может не учитываться.

С учетом вышеизложенного исходное соотношение (2.210) можно представить в виде

$$l_р g [\rho' (h - X) - \bar{\rho}_{см} (1 - X)] = \Delta p_{вх} + \Delta p_{эк} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{уск} + \Delta p_{вых}. \qquad (2.216)$$

Рассмотрим последовательно методы определения отдельных величин, входящих в это уравнение

Средняя плотность парожидкостной смеси

$$\bar{\rho}_{см} = \rho' - (\rho' - \rho'')\bar{\varphi}, \qquad (2.217)$$

где ρ'' — плотность пара при среднем давлении в трубе, кг/м³; $\bar{\varphi}$ — среднее по длине участка кипения истинное объемное паросодержание.

Согласно проведенным исследованиям [78] при значениях чисел Бонда Bo$\leqslant$500 и Фруда Fr$\leqslant$0,1 для истинного объемного паросодержания φ двухфазного потока в вертикальных каналах справедливо соотношение

$$\frac{\varphi}{\beta} = \left(C_0 + \frac{u}{w_{см}}\right)^{-1} = \left\{C_0 + \frac{u}{\left[1 + \left(\frac{\rho' - \rho''}{\rho''}\right) x\right] w_0}\right\}^{-1}, \qquad (2.218)$$

где $w_{см} = (V'' + V')/S^* = w''_{пр}(1 - \rho''/\rho') + w_0 \approx w''_{пр} + w_0$ — скорость смеси, м/с; $w''_{пр} = V''/S^* = \bar{q}F^*/(r\rho''S^*)$ — приведенная скорость пара, м/с; V'', V' — соответственно объемные расходы пара и жидкости через рассматриваемое сечение канала, м³/с; $\bar{q}$ — плотность теплового потока со стороны кипящей жидкости на участке поверхности, расположенной выше экономайзерной зоны, Вт/м²; $F^* = \pi d_2 l_x$ — внутренняя площадь поверхности трубы от конца экономайзерной зоны до рассмат-

риваемого сечения, м²; $S^*=\pi d^2_2/4$ — площадь проходного сечения канала, м²; $\beta=V''/(V'+V'')=w''_{пр}/w_{см}$ — объемное расходное паросодержание; $x=G''/(G'+G'')=w''_{пр}/w_0\cdot\rho''/\rho'$ — массовое расходное паросодержание; u — относительная скорость паровой фазы, м/с.

Если $\varphi<0{,}7$, то параметр распределения C_0 зависит от скорости циркуляции w_0 и изменяется от 1,26 до 1,08 при возрастании w_0 от

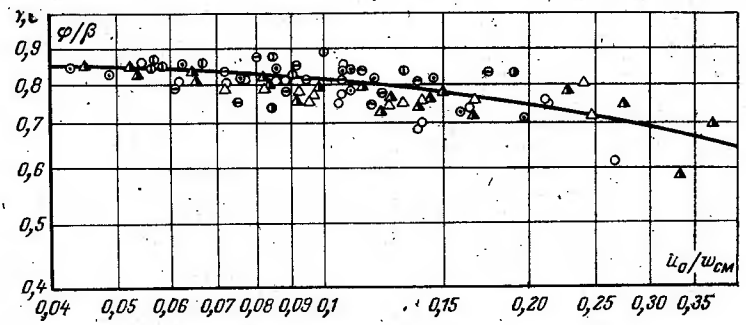


Рис. 2.73. Сравнение результатов расчета истиниого объемиого паросодержаиия φ по формуле (2.218) с экспериментальными даиыми.

0,075 до 0,62 м/с. Эмпирическая формула для этой зависимости записывается в виде

$$C_0=1{,}06w_0^{-0{,}065}. \qquad (2.219)$$

При $\varphi>0{,}7$ параметр распределения C_0 постоянен и равен 1,03. Значение $\varphi=0{,}7$ соответствует переходу от снарядного режима течения к стержневому.

Относительная скорость паровой фазы u принимается равной скорости всплытия парового снаряда u_0:

$$u_0=0{,}35\sqrt{gd_{экв}(\rho'-\rho'')/\rho'}. \qquad (2.220)$$

Сравнение результатов расчета истинного объемного паросодержания φ с опытными данными показано на рис. 2.73.

Среднее значение $\bar{\varphi}$ в (2.217) может быть определено по формуле (2.218) при $w''_{пр}$, равном половине приведенной скорости пара на выходе из канала $(w''_{пр})_{вых}$.

Расчет потерь давления потока однофазной жидкости на входе в парогенерирующий канал [см. уравнение (2.216)] осуществляется по формуле

$$\Delta p_{вх}=\zeta_{вх}\frac{\rho' w^2_0}{2}. \qquad (2.221)$$

Для рассматриваемого случая $\zeta_{вх}=0{,}5$. Потери давления двухфазного потока на выходе из канала в соответствии с рекомендациями [44, 55, 103] находятся из соотношения

$$\Delta p_{вых}=\zeta_{вых}\frac{\rho' w^2_0}{2}\left[1+\frac{(w''_{пр})_{вых}}{w_0}\left(1-\frac{\rho''}{\rho'}\right)\right] \qquad (2.222)$$

(значение коэффициента местного сопротивления $\zeta_{вых}$ можно принять равным 1,2).

Для вычисления потери давления на трение в экономайзерной зоне $\Delta p_{эк}$ используется известная формула Дарси:

$$\Delta p_{эк} = \xi_{эк} \frac{\rho' w_0^2}{2} \frac{l_{эк}}{d_{экв}}, \qquad (2.223)$$

в которой значение коэффициента сопротивления трения $\xi_{эк}$ определяется в зависимости от числа $\mathrm{Re} = w_0 d_{экв}/\nu$ (см. § 2.7).

Протяженность экономайзерной зоны $l_{эк}$ соответствует длине части канала, необходимой для нагрева жидкости от температуры на входе $T_{эк.вх}$ до температуры на выходе $T_{эк.вых}$.

Опыт эксплуатации конденсаторов-испарителей показывает, что жидкость в обогреваемой опускной части циркуляционного контура и на участке канала длиной $H_к$ нагревается на $\Delta T_{оп} \approx (0{,}05 \div 0{,}1)$ К и тогда

$$T_{эк.вх} = T_s(p'_{кип}) + \Delta T_{оп}, \qquad (2.224)$$

где $T_s(p'_{кип})$ — температура насыщения при давлении $p'_{кип}$ над верхней трубной решеткой.

Температура $T_{эк.вых}$ соответствует насыщенному состоянию потока и определяется по термодинамическим таблицам для давления

$$p_{эк.вых} = p'_{кип} + \rho' g (H - l_{эк}) - (\Delta p_{вх} + \Delta p_к + \Delta p_{эк}), \qquad (2.225)$$

где $\Delta p_к$ — потеря давления в канале на участке $H_к$:

$$\Delta p_к = \xi \frac{\rho w_0^2}{2} \frac{H_к}{d_{экв}}.$$

При массовом расходе циркулирующей через одиночную трубу жидкости $G^* = \rho' w_0 \pi d_2^2/4$ тепловой поток $Q^*_{эк}$, подводимый к экономайзерной зоне, равен:

$$Q^*_{эк} = G^* c'_p [(T_{эк})_{вых} - (T_{эк})_{вх}]. \qquad (2.226)$$

При этом искомая длина экономайзерного участка $l_{эк}$ находится из соотношения

$$l_{эк} = \frac{\rho' w_0 c'_p [(T_{эк})_{вых} - (T_{эк})_{вх}] d_2}{4 q_{эк}}, \qquad (2.227)$$

в котором значение плотности теплового потока $q_{эк}$ определяется из условий теплопередачи.

Удовлетворительные результаты по расчету потерь давления на трение $\Delta p_{тр}$ при неадиабатном течении двухфазного потока в обогреваемом канале длиной $l_к$ дает методика Мартинелли—Нельсона [99]:

$$\Delta p_{тр} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_0 \int_0^{l_к} (1 - X)^{2-n} \Phi_l^2 \, dl. \qquad (2.228)$$

Градиент давления $(\Delta p/\Delta l)_0$ при однофазном течении с массовым расходом, равным расходу двухфазного потока, определяется из выражения

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_0 = \xi \frac{\rho' w_0^2}{2} \frac{1}{d_{экв}}. \qquad (2.229)$$

Постоянная n (2.228) соответствует показателю степени в формуле $\xi = C/\mathrm{Re}^n$ (для турбулентного режима течения $n = 0{,}25$).

Функция Φ_l находится графически (рис. 2.74) по значению параметра Мартинелли X, который предварительно определяется из соотношения

$$X=\left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{1/2}\left(\frac{\eta'}{\eta''}\right)^{n/2}\left(\frac{1}{x}-1\right)^{\frac{2-n}{2}}, \qquad (2.230)$$

где η', η'' — динамические вязкости жидкости и газа соответственно; x — массовое расходное паросодержание для рассматриваемого сечения парогенерирующего канала [см. формулу (2.218)].

На рис. 2.74 также показаны относительные объемы канала, заполненные жидкостью $R_l=1-\varphi$ и паром $R_g=\varphi$.

Интеграл в выражении (2.228) вычисляется графически как площадь под кривой $y=(1-x)^{2-n}\Phi^2_l$ в интервале изменения l от 0 до $l_к$. Кривая строится по точкам для нескольких значений l этого интервала.

Перепад давления вследствие ускорения двухфазного потока $\Delta p_{уск}$ рассчитывается по формуле [55, 99]

$$\Delta p_{уск}=(\rho' w_0)^2(Y_2-Y_1). \qquad (2.231)$$

Параметр Y для входного и выходного сечений канала находится из выражения

$$Y=\frac{x^2}{\rho''\varphi}+\frac{(1-x)^2}{\rho'(1-\varphi)}. \qquad (2.232)$$

При этом $Y_1=1/\rho'$ для $x=0$ и $\varphi=0$, а Y_2 определяется для значений $x=x_{вых}$ и $\varphi=\varphi_{вых}$.

Выполнение гидравлического расчета конденсатора-испарителя с целью вычисления скорости циркуляции w_0, протяженности экономайзерной зоны $l_{эк}$, давлений и температур в характерных сечениях канала предполагает известными значения плотностей тепловых потоков $q_{эк}$ и $q_{кип}$, которые зависят от условий теплоотдачи с обеих сторон теплопередающей поверхности и от располагаемого температурного напора $\Delta\bar{T}$.

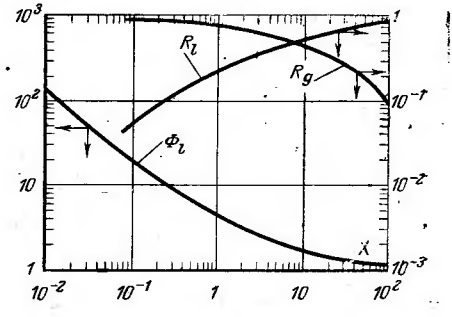


Рис. 2.74. Зависимость функции Φ_l от параметра X.

Теплоотдача при конденсации однокомпонентного пара. Теплоотдача на вертикальной стенке при ламинарном течении пленки конденсата хорошо описывается уравнением Нуссельта, которое может быть представлено в безразмерном виде с использованием числа $Re=4\bar{q}_1 l_р/(r\eta')$ и параметра Z, характеризующего приведенную высоту поверхности:

$$Z=\frac{\lambda'\Delta\bar{T}_1 l_р}{r\eta' L_g}, \text{ где } L_g=\left(\frac{\nu'^2}{g}\frac{\rho'}{\rho'-\rho''}\right)^{1/3}.$$

При заданном температурном напоре $\Delta\bar{T}_1$ формулу Нуссельта удобно представлять в виде

$$Re=3{,}77Z^{0{,}75} \text{ или } \bar{\alpha}_1 L_g/\lambda'=0{,}943Z^{-0{,}25}. \qquad (2.233)$$

С учетом поправки на волновое течение пленки

$$\mathrm{Re}=3{,}8Z^{0{,}78} \text{ или } \bar{\alpha}_1 L_g/\lambda'=0{,}95Z^{-0{,}22}. \qquad (2.234)$$

При $\mathrm{Re}>\mathrm{Re}_{кр}=1600$ имеет место смешанный режим течения пленки конденсата (в верхней части — ламинарный, в нижней — турбулентный). Средний коэффициент теплоотдачи в этом случае определяется из уравнения [56]

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{Re}&=1600\left[1+0{,}625\,\mathrm{Pr}^{0,5}\left(\frac{Z}{Z_{кр}}-1\right)\right]^{4/3}, \\ \text{или}\quad \frac{\bar{\alpha}_1 L_g}{\lambda'}&=\frac{400}{Z}\left[1+0{,}625\,\mathrm{Pr}^{0,5}\left(\frac{Z}{Z_{кр}}-1\right)\right]^{4/3}. \end{aligned}\right\} \qquad (2.235)$$

Значению $\mathrm{Re}_{кр}$ соответствуют значения $Z_{кр}=2300$ и $(\bar{\alpha}_1 L_g/\lambda')_{кр}=0{,}173$. Безразмерный параметр $\bar{\alpha}_1 L_g/\lambda'=\mathrm{Re}/(4Z)$.

При заданной плотности теплового потока q_1 соотношения (2.233) и (2.234) записываются в виде

$$\bar{\alpha}_1 L_g/\lambda'=1{,}47\mathrm{Re}^{-0{,}33}; \qquad (2.236)$$

$$\bar{\alpha}_1 L_g/\lambda'=1{,}38\mathrm{Re}^{-0{,}28}. \qquad (2.237)$$

Расчет теплоотдачи при $\mathrm{Re}>\mathrm{Re}_{кр}$ осуществляется по формуле

$$\frac{\bar{\alpha}_1 L_g}{\lambda'}=\frac{0{,}173\mathrm{Pr}^{0,5}\,(\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_{кр})}{\mathrm{Pr}^{0,5}+1{,}6\,[(\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_{кр})^{3/4}-1]}, \qquad (2.238)$$

которая упрощается, если $\mathrm{Re}\gg\mathrm{Re}_{кр}$ (на большей части поверхности имеет место турбулентное течение пленки конденсата):

$$\bar{\alpha}_1 L_g/\lambda'=0{,}017\mathrm{Re}^{0{,}25}\mathrm{Pr}^{0{,}5}. \qquad (2.239)$$

Уравнения (2.233)—(2.239), как было сказано ранее, применимы для расчета теплоотдачи при конденсации чистого (однокомпонентного) пара на гладкой вертикальной поверхности.

Экспериментальные исследования процесса конденсации, проведенные для азота, кислорода и аргона, показали, что при достаточно низких тепловых нагрузках формула Нуссельта дает несколько завышенные значения коэффициентов теплоотдачи по сравнению с опытными результатами. Это, по мнению авторов, объясняется отложением на теплообменной поверхности твердых кристаллов CO_2, H_2O и других примесей, содержащихся в небольших количествах в жидких продуктах разделения воздуха и оказывающих тормозящее воздействие на стекающую пленку конденсата, увеличивая ее толщину и ухудшая тем самым теплоотдачу. С увеличением интенсивности процесса кристаллы смываются стекающей жидкостью и перестают влиять на теплообмен.

Отмечено также, что по мере накопления в зоне конденсации неконденсирующихся компонентов воздуха (неона, гелия) происходит резкое уменьшение коэффициентов теплоотдачи. С целью предотвращения этого явления в верхней части конденсаторов-испарителей ВРУ устанавливаются продувочные штуцера для вывода из аппарата неоно-гелиевой смеси.

Процесс конденсации бинарной смеси паров отличается, как правило, более низкими значениями коэффициентов теплоотдачи α [30, 46]. Влияние второго компонента при этом проявляется тем сильнее, чем меньше располагаемый температурный напор $\Delta\bar{T}_1$. При очень малых $\Delta\bar{T}_1$, когда определяющим фактором процесса переноса теплоты является свободная конвекция, расчет теплоотдачи представляет собой сложную задачу, не имеющую на сегодняшний день аналитического решения. При достаточно интенсивной конденсации концентрация компонентов в пленке конденсата и паре практически одинакова ($x=y$), что позволяет, используя T, x-диаграмму для бинарной смеси, легко определить температуру поверхности пленки $T_{гр}$ (рис. 2.75). Зная $T_{гр}$, можно рассчитать коэффициент теплоотдачи α^* по уравнениям (2.236) — (2.238), подставляя вместо $\Delta\bar{T}_1 = T_s - T_{ст}$ величину $\Delta\bar{T}^* = T_{гр} - T_{ст}$. При этом значение коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}_1$, отнесенное к температурному напору $\Delta\bar{T}_1$, следует определять по формуле

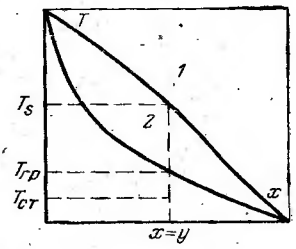


Рис. 2.75. К определению температуры поверхности пленки конденсата.
1 — пар; *2* — жидкость.

$$\bar{\alpha}_1 = \bar{\alpha}^* \frac{\Delta\bar{T}^*}{\Delta\bar{T}_1}, \qquad (2.240)$$

которая следует из условия $\bar{q}_1 = \bar{\alpha}_1 \Delta\bar{T}_1 = \bar{\alpha}^* \Delta\bar{T}^*$.

Теплоотдача при кипении в трубах. Теплоотдача к двухфазному потоку в трубах определяется совместным действием двух механизмов переноса теплоты: конвективного и обусловленного процессом парообразования. Соотношение между интенсивностью этих механизмов зависит от режимных параметров и форм течения парожидкостной смеси.

При малых q и относительно низких расходных объемных паросодержаниях β преобладающим является конвективный механизм переноса теплоты. Процесс парообразования в этом случае практически не влияет на коэффициент теплоотдачи.

Увеличение плотности теплового потока q и паросодержания β до высоких значений приводит к резкому возрастанию истинных скоростей жидкой фазы вблизи греющей поверхности. При этом действия механизма турбулентного обмена и парообразования становятся соизмеримыми.

В области развитого пузырькового кипения теплообмен полностью определяется процессом парообразования и не зависит от вынужденного движения двухфазного потока и его паросодержания β.

Существует также область режимных параметров, при которых наблюдается высыхание жидкой пленки на стенке парогенерирующего канала. В этой области преобладающим фактором является вынужденная конвекция. Коэффициент теплоотдачи при этом практически

не зависит от q и имеет тенденцию к быстрому снижению. При $\beta \to 100\%$ он становится равным значению, получаемому при течении в канале однофазного потока пара.

Процесс теплообмена между кипящей и конденсирующейся средами в конденсаторах-испарителях ВРУ характеризуется существенно низкими значениями плотностей тепловых потоков (обычно $q<2500$—3000 Вт/м^2) при температурных напорах $\Delta\bar{T}$, не превосходящих 2—3,5 К. В этих условиях парообразование может не оказывать заметного влияния на интенсивность переноса теплоты. Коэффициент теплоотдачи при этом не зависит от q и рассчитывается по известной формуле М. А. Михеева для турбулентного режима:

$$\overline{\mathrm{Nu}}=0{,}021\mathrm{Re}^{0,8}\mathrm{Pr}^{0,43}(\mathrm{Pr}_{ж}/\mathrm{Pr}_{ст})^{0,25}. \qquad (2.241)$$

Поскольку разность температур между стенкой и потоком невелика, последним членом уравнения можно пренебречь [формула (2.241) применима также для расчета теплообмена на экономайзерном участке].

Для умеренных значений объемных расходных паросодержаний ($\beta<60\div80\%$) удовлетворительные результаты имеют место, если в качестве определяющей скорости, входящей в число Re, использовать скорость циркуляции w_0. При повышенных значениях β лучшие результаты могут быть получены, если расчет выполнять по средней истинной скорости жидкой фазы $w'=w_0/(1-\varphi)$, а теплофизические свойства жидкости определять по средней температуре потока.

Согласно [57] парообразование не влияет на теплообмен; если $\alpha_q/\alpha_w<0{,}5$, тогда $\bar{\alpha}_{2кип}=\alpha_w$. В противном случае расчет осуществляется по интерполяционной зависимости, отражающей совместное действие обоих механизмов переноса теплоты ($\bar{\alpha}_{2кип}=\alpha$):

$$\frac{\alpha}{\alpha_w}=\frac{4\alpha_w+\alpha_q}{5\alpha_w-\alpha_q}, \qquad (2.242)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, учитывающий влияние скорости среды и процесса парообразования; α_w — коэффициент теплоотдачи, вычисленный по формуле (2.241); α_q — коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении, когда скорость потока не влияет на теплообмен.

При $\alpha_q/\alpha_w>2$ механизм конвективного переноса теплоты не проявляется и тогда принимают $\bar{\alpha}_{2кип}=\alpha_q$.

Значение α_q может быть найдено по формуле, предложенной в [91]:

$$\mathrm{St}\,(K_p)^{-1/3}=1{,}25K_w(\mathrm{Pe}_{исп})^{-1/3}K_s^{1/2}, \qquad (2.243)$$

где $\mathrm{St}=\alpha_q/(c'_p\rho' w_0)$ — число Стантона; $K_p=\left(\frac{p}{\sigma}\right)\sqrt{\sigma/(g\rho'')}$; $K_w=\bar{q}_{2кип}/(r\rho' w_0)$; $\mathrm{Pe}_{исп}=\bar{q}_{2кип}\sqrt{\sigma/(g\rho'')}/(r\rho' a)$; $K_s=r/(c'_p\bar{T})$.

Приведенные выше уравнения гидравлики и теплоотдачи дают возможность осуществить конструктивный расчет трубчатых конденсаторов-испарителей, процесс парообразования в которых реализуется в вертикально расположенных каналах. Исходными данными для расчета являются тепловая нагрузка аппарата Q, давление над кипящей жидкостью $p_{кип}$, а также состав обменивающихся теплотой сред. Исходя из имеющихся рекомендаций необходимо, кроме того, выбрать длину каналов l, протяженность участка $H_к$, внутренний d_2 и наружный d_1

диаметры трубок, кажущийся уровень H, материал трубок и других элементов конструкции, средний температурный напор $\Delta\bar{T}=\bar{T}_1-\bar{T}_2$.

Метод расчета конденсаторов-испарителей с кипением внутри труб. Метод основан на использовании принципа последовательных приближений.

В начале расчета необходимо задаться значением средней плотности теплового потока $\bar{q}_2$ со стороны кипящей жидкости. Это значение исходя из условий «мокрого» режима работы аппарата должно быть не меньше указанного на рис. 2.74 при известном $h=H/l_р$ (активная длина трубы $l_р=l-H_к$), но не должно превосходить 3000—3500 Вт/м². Обычно значение $\bar{q}_2$ в конденсаторах-испарителях составляет 1500—3000 Вт/м².

При заданном значении $\bar{q}_2$ становится возможным осуществлять гидравлический расчет аппарата с целью определения ориентировочного значения скорости циркуляции w_0. Расчет циркуляции проводится графоаналитическим методом, при котором для нескольких значений w_0, выбранных в диапазоне 0,05—0,6 м/с, строят кривые $\Delta p_{дв}=f(w_0)$ и $\Delta p_{под}=f(w_0)$. Точка пересечения этих кривых соответствует искомому значению w_0.

Поскольку длина экономайзерного участка $l_{эк}$ входит в выражения для отдельных слагаемых (2.216), ее необходимо рассчитать предварительно для каждого w_0. Это удается сделать при совместном решении уравнений (2.223)—(2.227). Сначала оценивают значение $l_{эк}$ по формуле (2.227), в которой $T_{эк.вх}$ находится без учета $\Delta p_{эк}$, так как $\Delta p_{эк}\ll p_{эк.вых}$. Затем, определяя $\Delta p_{эк}$ для найденной длины $l_{эк}$, проводят повторный расчет протяженности экономайзерной зоны, учитывая при этом влияние потери давления $\Delta p_{эк}$ на $T_{эк.вых}$.

Определив $l_{эк}$, не составляет труда определить w_0 и перейти к тепловому расчету аппарата.

Основной задачей теплового расчета является нахождение среднего значения плотности теплового потока $\bar{q}_2$ на активном участке трубы $l_р$, отнесенного к внутреннему диаметру d_2.

Очевидно, что искомое значение $\bar{q}_2$ должно удовлетворять условиям

$$\left.\begin{aligned}&\bar{q}_1\frac{d_1}{d_2}=\bar{q}_2;\\&\Delta\bar{T}=\Delta\bar{T}_1+\Delta\bar{T}_2.\end{aligned}\right\}\qquad(2.244)$$

Расчет осуществляется графоаналитическим методом. Для этого, используя одно из приведенных ранее уравнений теплоотдачи при конденсации, определяют значения $\bar{q}_1$ для нескольких произвольно выбранных $\Delta\bar{T}_1=\bar{T}_1-\bar{T}_{ст}$, меньших заданного температурного напора $\Delta\bar{T}$.

Температура конденсации T_1, необходимая для нахождения теплофизических свойств стекающей пленки конденсата, равна:

$$T_1=\bar{T}_2+\Delta\bar{T},\qquad(2.245)$$

где $\bar{T}_2$ — средняя температура кипения [см. формулу (2.209)]; $\Delta\bar{T}$ — средний температурный напор между обменивающимися теплотой средами (известен из проектного задания).

Аналогично для нескольких $\Delta\bar{T}_2=\bar{T}_{ст}-\bar{T}_2$ находят значения $\bar{q}_{2кип}$ и $q_{2эк}$, отнесенные к участкам трубы $l_к$ и $l_{эк}$. Величина $\bar{\alpha}_{2кип}$ в формуле для расчета $\bar{q}_{2кип}=\bar{\alpha}_{2кип}\Delta\bar{T}_2$ определяется в соответствии с комментариями к соотношению (2.242). Теплоотдача на экономайзерном участке описывается уравнением (2.241).

Средняя плотность теплового потока $\bar{q}_2$ со стороны кипящей жидкости, отнесенная к полной длине активного участка трубы $l_р$:

$$\bar{q}_2 = \frac{\bar{q}_{2кип} l_к + \bar{q}_{2эк} l_{эк}}{l_р} \qquad (2.246)$$

для каждого из выбранных значений $\Delta\bar{T}_2$.

По результатам выполненных расчетов в q, $\Delta\bar{T}$-координатах строят две кривые $\bar{q}_1 \frac{d_1}{d_2} = f(\Delta\bar{T}_1)$ и $\bar{q}_2 = f(\Delta\bar{T}_2)$ так, как показано на рис. 2.76. Точка пересечения этих кривых определяет искомое значение $\bar{q}_2$ и среднюю температуру стенки $\bar{T}_{ст}$, которая делит температурный напор $\Delta\bar{T}$ на две части, соответствующие $\Delta\bar{T}_1$ и $\Delta\bar{T}_2$. Полученные значения разностей температур $\Delta\bar{T}_1$ и $\Delta\bar{T}_2$ дают возможность вычислить также значения $\bar{q}_{2эк}$ и $\bar{q}_{2кип}$.

Гидравлический и тепловой расчеты необходимо повторить в той же последовательности, если заданное и полученное значения $\bar{q}_2$ отличаются друг от друга более чем на 5—7%. При этом в качестве исходного значения для определения потерь давления в экономайзерной зоне используется значение $\bar{q}_{2эк}$, а на участке кипения — значение $\bar{q}_{2кип}$, полученные в результате предварительного расчета. После второго приближения точность расчета, как правило, оказывается достаточной.

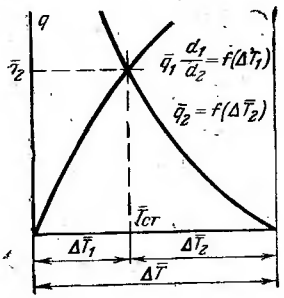


Рис. 2.76. Графическое определение плотности теплового потока $\bar{q}_2$ и температурных напоров $\Delta\bar{T}_1$ и $\Delta\bar{T}_2$.

Искомая площадь поверхности теплообмена F_2 конденсатора-испарителя, отнесенная к внутреннему диаметру труб d_2, находится из соотношения

$$F_2 = (Q - Q_{оп})/\bar{q}_2, \qquad (2.247)$$

где Q — полная тепловая нагрузка аппарата, Вт; $Q_{оп}$ — теплота, переданная кипящей жидкости в обогреваемой опускной части контура и на участке $H_к$, Вт.

Значение $Q_{оп} \ll Q$ и при известном $\Delta T_{оп} \approx 0{,}05 \div 0{,}1$ может быть оценено по формуле

$$Q_{оп} = Gc'_p \Delta T_{оп}, \qquad (2.248)$$

где $G = w_0 \rho' \frac{\pi d_2^2}{4} z$ — полный массовый расход циркулирующей в контуре жидкости.

Рассматривая совместно (2.247) и (2.248), легко получить соотношение для числа труб z:

$$z = \frac{Q}{\pi d_2 \left(l_р \bar{q}_2 + \frac{1}{4} w_0 \rho' d_2 c'_p \Delta T_{оп} \right)}. \qquad (2.249)$$

Заключительным этапом проектного расчета аппарата являются вычисление диаметра центральной циркуляционной трубы [см. соотношение (2.215)], разбивка труб в трубной решетке и определение диаметра кожуха (см. § 2.7).

Ввиду большой трудоемкости расчета по вышеизложенному методу целесообразно на стадии проектирования аппарата использовать ЭВМ. Это дает возможность выбрать оптимальный вариант конденсатора-испарителя.

Такой метод расчета с привлечением ЭВМ БЭСМ-4М проведен авторами работы [71] при обработке результатов экспериментальных исследований теплообмена в трубчатых и пластинчато-ребристых конденсаторах-испарителях. Теплоотдача на рабочем участке каналов со стороны кипящей жидкости описывалась соотношением, в основу которого положены интегральные характеристики процесса переноса теплоты:

$$K_т = \frac{1}{1 + 0{,}15\mathrm{Re}^{1{,}1}\mathrm{Re}_F^{-0{,}75}(l_р/d_{экв})^{-1{,}1}}, \qquad (2.250)$$

где $K_т = Q^*/[G^*(c'_p\Delta\bar{T}_{2вх} + x_{вых}r)]$ — интегральный критерий теплопереиоса; $\mathrm{Re} = w_0 d_{экв}/\nu'$ — число Рейнольдса для жидкости на входе в канал; $\mathrm{Re}_F = Q^* d_{экв}/(F^* r\rho''\nu')$ — модифицированное число Рейнольдса; $Q^* = \bar{q}_2 F^*$ — тепловая нагрузка единичного канала; $G^* = w_0 S^* \rho'$ — массовый расход циркулирующей жидкости через единичный канал; S^* — площадь проходного сечения канала; F^* — площадь поверхности теплообмена единичного канала со стороны кипения; $x_{вых} = Q^*/(G^* r)$ — расходное массовое паросодержание потока на выходе из канала; $\Delta\bar{T}_{2вх} = \bar{T}_{ст} - T_{2вх}$ — разность между средней температурой теплообменной поверхности и температурой жидкости на входе в канал.

Приближенный расчет конденсаторов-испарителей с внутритрубным кипением может быть выполнен по методу, исключающему необходимость определения скорости циркуляции w_0.

Графоаналитическое решение задачи теплообмена в аппарате с учетом термического сопротивления стенки осуществляется при этом путем использования трех уравнений, отвечающих процессам переноса теплоты от конденсирующейся среды к внешней поверхности трубы через стенку трубы толщиной $(d_1 - d_2)/2$ и от внутренней поверхности трубы к кипящей жидкости.

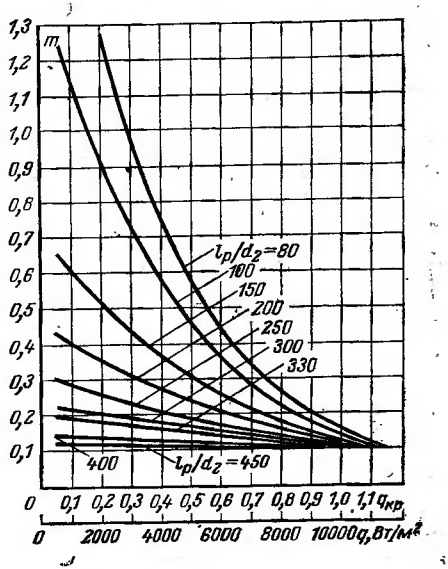


Рис. 2.77. Зависимость показателя степени m от $l_р/d_2$ и $\bar{q}_2$.

Теплоотдача со стороны кипения на участке трубы $l_р$ (см. рис. 2.72) удовлетворительно описывается эмпирическим соотношением, полученным в НПО «Криогенмаш» [37] по результатам экспериментальных исследований с азотом, кислородом и воздухом для давлений, близких к атмосферному:

$$\overline{\mathrm{Nu}}^* = 0{,}1\mathrm{Re}^{*0{,}7}\mathrm{Pr}^{0{,}35}(l_р/d_2)^{0{,}45}h^{-m}, \qquad (2.251)$$

где $\overline{\mathrm{Nu}}^* = \alpha_2 l^*/\lambda'$ — число Нуссельта; $\mathrm{Re}^* = 4\bar{q}_2 l^*/(r\rho''/\nu')$ — безразмерный комплекс, являющийся аналогом числа Re; $\mathrm{Pr} = \nu'/a'$ — число Прандтля; $l^* = \{\sigma/[g(\rho' - \rho'')]\}^{0,5}$ — характерный линейный размер. Решая соотношение (2.251) относительно $\Delta\bar{T}_2$, получаем:

$$\Delta\bar{T}_2 = 10\bar{q}_2\frac{l^*}{\lambda'}\mathrm{Re}^{*-0,7}\mathrm{Pr}^{-0,35}(l_р/d_2)^{-0,45}h^m. \qquad (2.252)$$

Для кипящего при $p = 0{,}13$ МПа кислорода после подстановки соответствующих значений теплофизических характеристик выражение

(2.252) приобретает вид [84]:

$$\Delta\bar{T}_2=2{,}16\bar{q}_2^{0,3}(l_р/d_2)^{-0{,}45}h^m. \qquad (2.253)$$

Значение показателя степени m при известных $l_р/d_2$ и $\bar{q}_2$ определяется с помощью кривых на рис. 2.77 или аналитически из соотношения

$$\bar{m}=0{,}1\,[29\,000\,(l_р/d_2)^{-1{,}65}]^{1-\frac{\bar{q}_2}{0{,}1q_{кр}}}, \qquad (2.254)$$

в котором $q_{кр}$ — критическая плотность теплового потока при кипении жидкости в большом объеме (для кислорода $q_{кр}\approx 10^4$ Вт/м^2).

В общем случае значение $q_{кр}$ может быть найдено по формуле С. С. Кутателадзе:

$$q_{кр}=(0{,}13\div 0{,}16)r\sqrt{\rho''}\sqrt[4]{g\sigma(\rho'-\rho'')}\,. \qquad (2.255)$$

Перепад температуры на стенке трубы согласно уравнению Фурье равен:

$$\Delta\bar{T}_{ст}=\bar{q}_2\frac{1}{2\lambda_{ст}}d_2\ln\frac{d_2}{d_1}. \qquad (2.256)$$

Отметим, что для тонкостенных труб из цветных металлов, обладающих высокой теплопроводностью $\lambda_{ст}$, значение $\Delta\bar{T}_{ст}$, как правило, не превышает сотых долей Кельвина и может в расчетах не учитываться.

Для процесса конденсации в зависимости от числа Re применимо одно из двух уравнений (2.234) или (2.235), которые при условии их решения относительно $\Delta\bar{T}$ удобно представить в виде

при $\mathrm{Re}=4\bar{q}_1l_р/(r\eta')<1600$

$$\Delta\bar{T}_1=0{,}182\frac{r\eta'}{\lambda' l_р}\left[\frac{\eta'^2}{g\rho'^2}\right]^{1/3}\mathrm{Re}^{1{,}28}; \qquad (2.257)$$

при $\mathrm{Re}>1600$

$$\Delta\bar{T}_1=2300\frac{r\eta'}{\lambda' l_р}\left[\frac{\eta'^2}{g\rho'^2}\right]^{1/3}\left[1+\frac{\left(\frac{\mathrm{Re}}{1600}\right)^{3/4}-1}{0{,}625\,\mathrm{Pr}^{0,5}}\right]. \qquad (2.258)$$

Плотность теплового потока $\bar{q}_1$, входящая в выражение для Re, связана с величиной $\bar{q}_2$ соотношением

$$\bar{q}_1=\bar{q}_2\frac{d_2}{d_1}.$$

Используя (2.252) или (2.253), (2.257) или (2.258), для ряда задаваемых в интервале 1500—3500 Вт/м^2 значений $\bar{q}_2$ рассчитывают соответствующие значения суммарного температурного перепада

$$\Sigma\Delta\bar{T}_i=\Delta\bar{T}_1+\Delta\bar{T}_{ст}+\Delta\bar{T}_2 \qquad (2.259)$$

и строят график $\Sigma\Delta\bar{T}_i=f(\bar{q}_2)$, с помощью которого по заданной разности температур $\Delta\bar{T}$ находят искомую плотность теплового потока $\bar{q}_2$ (рис. 2.78).

Площадь теплопередающей поверхности F_2 со стороны кипения без учета теплоты, подводимой в центральной циркуляционной трубе, находится по формуле

$$F_2=Q/q_2. \qquad (2.260)$$

Число труб

$$z=F_2/(\pi d_2 l_р). \qquad (2.261)$$

С учетом температурной депрессии δT температура конденсации $\bar{T}_1$ равна:

$$\bar{T}_1 = T'_{\text{кип}} + \Delta\bar{T} + \delta T.$$

Значение $T'_{\text{кип}}$ находится по давлению $p'_{\text{кип}}$ над поверхностью кипящей жидкости. При заданном значении кажущегося уровня H температурная депрессия δT оценивается без привлечения термодинамических таблиц по формуле

$$\delta T = 0{,}5\frac{T'_{\text{кип}} H g \rho'}{r\rho''}. \qquad (2.262)$$

Расчет конденсаторов-испарителей с межтрубным кипением. Рассмотренный выше приближенный метод расчета конденсаторов-испарителей с внутритрубным кипением применим для конденсаторов-испарителей с кипением в межтрубном пространстве, поскольку условия протекания процессов парообразования и конденсации в обоих типах аппаратов во многом идентичны.

Так же, как в конденсаторах-испарителях с внутритрубным кипением, парообразование на поверхности пучка труб происходит в режиме естественной циркуляции с подъемным движением в центральной зоне пучка и опускным движением вблизи необогреваемой обечайки. Для расчета теплоотдачи при этом используется ранее приведенное уравнение (2.251), в котором отношение $l_p/d_{\text{экв}}$ определяется по эквивалентному диаметру межтрубного пространства. При ромбическом размещении труб в трубных решетках (по сторонам правильных шестнугольников)

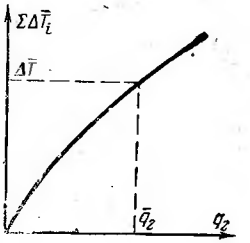


Рис. 2.78. Графическое определение $\bar{q}_2$ по заданному температурному напору $\Delta\bar{T}$.

$$d_{\text{экв}} = \sqrt{1{,}1s^2 - d_{\text{н}}^2}, \qquad (2.263)$$

где s — шаг трубного пучка, м.

Конденсация происходит на внутренней поверхности вертикальных труб в условиях встречного движения потока пара, скорость которого во входном сечении находится по формуле

$$w'' = 4q_{\text{кон}} l_{\text{р}} / (r\rho'' d_{\text{вн}}). \qquad (2.264)$$

Величина $q_{\text{кон}}$, входящая в (2.264), связана с плотностью теплового потока $q_{\text{кип}}$ на наружной поверхности труб соотношением

$$q_{\text{кон}} = q_{\text{кип}} \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}. \qquad (2.265)$$

Противоточное движение взаимодействующих фаз в трубах вызывает торможение стекающей пленки конденсата, увеличивая ее толщину и ухудшая тем самым теплоотдачу. Тормозящее действие потока пара быстро возрастает с увеличением скорости w''. При достижении последней некоторого значения $w_{\text{зах}}$ (5—10 м/с) наступает равновесие между силами тяжести, обусловливающими стекание пленки, и силами дина-

мического воздействия пара, тормозящими ее движение, что приводит к *захлебыванию* аппарата.

Согласно А. Б. Фрадкову *скорость захлебывания* может быть найдена по эмпирическому соотношению

$$w_{зах}=\left[\frac{\rho' g d_{вн}}{\rho''}(\eta'\cdot 10^3)^{0,16}\right]^{0,5} 10^{\left[0,18-0,87\left(\frac{\rho''}{\rho'}\right)^{0,125}\right]}, \qquad (2.266)$$

которое неоднородно относительно размерностей.

Для получения правильного результата необходимо пользоваться системой единиц СИ.

Режим захлебывания аппарата отвечает верхнему предельному значению скорости $w''=w_{зах}$. В реальных условиях эксплуатации конденсаторов-испарителей значение w'' не должно превышать $0{,}8w_{зах}$.

Как правило, при $q_{кон}=1500\div 2000$ Вт/м^2 и длине труб $l_р$, не превышающей 1—1,3 м, скорость пара w'' составляет 1—2 м/с, что заметно меньше скорости захлебывания $w_{зах}$. Влияние тормозящего действия потока пара на пленку конденсата в этом случае незначительно, и расчет теплоотдачи можно осуществлять по формулам (2.233)—(2.239) для конденсации неподвижного пара.

Тем не менее в каждом конкретном случае целесообразно проводить сравнение скоростей w'' и $w_{зах}$, ориентируясь на следующие опытные результаты: при $w''/w_{зах}=0{,}4$ коэффициент теплоотдачи $\alpha_{кон}$ уменьшается на 1—2%, при $w''/w_{зах}=0{,}6$ — на 3—4%, а при $w''/w_{зах}=0{,}8$ — на 8—12%.

2.13. Задачи стендовых испытаний и ремонт теплообменников

Выше были приведены методы теплового и гидравлического расчетов рекуперативных аппаратов, не учитывающие влияния так называемых *вторичных эффектов*, которые обусловлены неравномерным распределением скорости в потоке перед входом в каналы теплообменника, существованием продольного потока теплоты от более нагретого конца аппарата к менее нагретому за счет теплопроводности конструкции, отклонениями от заданных геометрических размеров при изготовлении и т. д.

Отсутствие равномерности поля скоростей перед поверхностью теплообмена часто связано с неудовлетворительными условиями входа в коллектор, когда возникает отрыв потока от стенок. Это приводит к перекосу в расходах теплоносителя через отдельные каналы и как следствие к ухудшению условий теплоотдачи в некоторых из них, в результате чего увеличивается температурная недорекуперация и снижается эффективность теплообменного аппарата в целом. Разнообразие конструкций коллекторов не дает возможности рекомендовать общие принципы решения задачи равномерного распределения потока. По-видимому, каждый конкретный случай требует тщательного исследования с целью определения оптимальной геометрии.

Передача теплоты теплопроводностью вдоль конструкции в осевом направлении аппарата может заметно ухудшить эффективность теплообменника. Наблюдаемое при этом продольное выравнивание температуры поверхности теплообмена, т. е. ее повышение в холодной зоне аппарата и понижение в теплой, приводит к уменьшению перепада тем-

ператур $T_{вх}$—$T_{вых}$ для каждого из потоков, увеличению недорекуперации и падению тепловой нагрузки.

При использовании стальных поверхностей нагрева снижение эффективности аппаратов за счет потерь, обусловленных продольным потоком теплоты, незначительно и, как правило, не превышает долей процента. Применение же цветных металлов с высокой теплопроводностью приводит к заметному ухудшению эффективности теплообменников по сравнению с расчетной.

Исследования, выполненные в МВТУ [34], показали, что увеличение толщины и теплопроводности стенок, уменьшение эквивалентного диаметра каналов, снижение числа Re повышают относительное влияние продольного потока теплоты. В отдельных случаях снижение температурной эффективности может достигать 30—50%.

Ухудшение характеристик аппаратов иногда связано с отсутствием требуемого качества их изготовления. В частности, недостаточное уплотнение зазора между обечайкой и последним рядом намотки в витых теплообменниках приводит к тому, что часть обратного (холодного) потока, проходя через этот зазор, фактически не участвует в теплообмене и, следовательно, понижает среднюю температуру газа на выходе из аппарата, увеличивая недорекуперацию. Проскок газа сильно сказывается и на гидравлическом сопротивлении теплообменника.

Учет влияния вторичных факторов на стадии проектирования представляет собой трудно решаемую задачу. Поэтому, принимая во внимание несовершенство методов расчета, теплообменники после изготовления подвергают всесторонним испытаниям с целью определения действительных значений тепловых нагрузок, плотности тепловых потоков, коэффициентов теплопередачи и гидравлических сопротивлений при различных режимах работы. В процессе проведения испытаний измеряются расходы теплоносителей, их температура на входе в аппарат и выходе из него, перепады давлений для каждого из потоков. Может осуществляться также зондирование полей температуры и скорости в наиболее важных сечениях теплообменника. Результаты испытаний необходимы для сопоставления характеристик аппаратов различных типов, уточнения методик теплового и гидравлического расчетов, совершенствования конструктивного оформления теплообменников, разработки системы допусков на их сборку.

Не менее важной задачей испытаний является обнаружение возможных дефектов заводского изготовления теплообменников, связанных в основном с наличием неплотностей конструкции. Потеря герметичности аппаратов (разрыв обечаек и труб, разрушения в местах пайки и сварки и т. д.) возможна также при их эксплуатации, что приводит в общем случае к падению холодопроизводительности установок. Кроме того, течи в теплообменниках ВРУ приводят к уменьшению количества получаемых продуктов разделения, снижению их концентрации, промерзанию тепловой изоляции и пр.

Плотность неразъемных соединений восстанавливается в процессе ремонта пайкой или сваркой, т. е. теми способами, которые использовались при изготовлении теплообменников. Трубы, имеющие разрывы, заглушаются с двух сторон металлическими заглушками и запаиваются. Поскольку каждый аппарат имеет запас по отношению к расчетной поверхности теплообмена, при ремонте допускается заглушать до 15% общего числа трубок. Неисправные пластинчато-ребристые аппараты обычно заменяются новыми, так как их ремонт практически невозможен.

2.14. Примеры расчета рекуперативных теплообменников

Пример 2.1. Выполнить тепловой и гидравлический расчеты кожухотрубного теплообменника ВРУ. Теплообменник предназначен для охлаждения петлевого воздуха азотных регенераторов потоком воздуха, отбираемого из ректификационной колонны высокого давления.

Петлевой воздух (прямой поток) с давлением на входе $p^{вх}_{пр}$=0,56 МПа, температурой на входе $T^{вх}_{пр}$=170 К и температурой на выходе $T^{вых}_{пр}$=114 К движется внутри медных труб диаметром 8×0,5 мм. Массовый расход воздуха $G_{пр}$=1,2 кг/с. Обратный поток воздуха с расходом $G_{обр}$=2,75 кг/с, давлением на входе $p^{вх}_{обр}$=0,55 МПа, температурой на входе $T^{вх}_{обр}$=100 К проходит в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника.

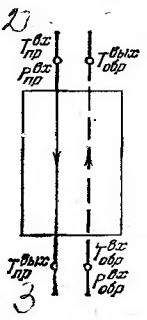


Рис. 2.79. Расчетная схема теплообменника.

Теплопритоки через изоляцию составляют $q_{о.с}$= =3 кДж/кг и отнесены к прямому потоку.

Расчетная схема теплообменника приведена на рис. 2.79.

Решение 1. Определяем тепловую нагрузку теплообменника

$$Q = G_{пр}(i^{вх}_{пр} - i^{вых}_{пр}) + q_{о.с}G_{пр}.$$

Обычно потери давления в прямотрубных аппаратах невелики и составляют незначительную долю давления потока. В связи с этим теплофизические характеристики теплоносителей можно определять по давлению на входе в теплообменник, сделав при необходимости уточнение после выполнения гидравлического расчета.

С учетом вышесказанного по справочнику [15] находим $i^{вх}_{пр}$ = 167 кДж/кг и $i^{вых}_{пр}$ = = 107 кДж/кг.

Тогда

$$Q = 1{,}2(167 - 107) + 1{,}2 \cdot 3 = 75{,}6 \text{ кВт}.$$

2. Определяем параметры обратного потока на выходе из теплообменника

$$i^{вых}_{обр} = Q/G_{обр} + i^{вх}_{обр}.$$

Согласно [15] $i^{вх}_{обр}$ = 90 кДж/кг, при этом

$$i^{вых}_{обр} = 75{,}6/2{,}75 + 90 = 117{,}5 \text{ кДж/кг};$$

по справочнику находим температуру обратного потока воздуха, которая равна $T^{вых}_{обр}$ = = 123 К.

3. Определяем теплофизические свойства теплоносителей при средней температуре потоков и при давлении на входе:

прямой поток

$$\overline{T}_{пр} = \frac{T^{вх}_{пр} + T^{вых}_{пр}}{2} = \frac{170 + 114}{2} = 142 \text{ К};$$

$v_{пр}$=0,077 м³/кг; $\rho_{пр}$=13 кг/м³; $\lambda_{пр}$=1,42·10⁻² Вт/(м·К); $\eta_{пр}$=99·10⁻⁷ Па·с; $c_{рпр}$= =1,072 кДж/(кг·К);

обратный поток

$$\overline{T}_{обр} = \frac{T^{вх}_{обр} + T^{вых}_{обр}}{2} = \frac{100 + 123}{2} = 111{,}5 \text{ К};$$

$v_{обр}$=0,059 м³/кг; $\rho_{обр}$=17 кг/м³; $\lambda_{обр}$=1,1·10⁻² Вт/(м·К); $\eta_{обр}$=81·10⁻⁷ Н·с/м; $c_{робр}$=1,19 кДж/(кг·К).

4. Определяем объемные расходы прямого и обратного потоков:

$$V_{пр} = G_{пр}v_{пр} = 1{,}2 \cdot 0{,}077 = 0{,}0925 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{обр} = G_{обр}v_{обр} = 2{,}75 \cdot 0{,}059 = 0{,}162 \text{ м}^3/\text{с}.$$

5. Задаемся скоростью прямого потока в трубах $w_{пр}$=4 м/с и определяем количество труб

$$n = \frac{V_{пр}}{w_{пр}\pi d^2_{вн}/4} = \frac{0{,}0925}{4 \cdot 0{,}785 \cdot 49 \cdot 10^{-6}} \approx 600.$$

Выбираем расположение труб в трубной решетке по концентрическим окружностям с расстоянием между ними 11 мм и расстоянием между трубами по дуге окружности 11 мм. При такой разбивке трубной решетки на 13 концентрических окружностях размещается 566 труб (см. табл. 2.2). Принимаем внутренний диаметр кожуха $D_{вн}$=293 мм.

6. Определяем действительную скорость теплоносителя в трубах

$$w_{пр} = \frac{V_{пр}}{n \cdot 0{,}785 d^2_{вн}} = \frac{0{,}0925}{566 \cdot 0{,}785 \cdot 49 \cdot 10^{-6}} = 4{,}26 \text{ м/с}.$$

Определяем скорость обратного потока в межтрубном пространстве

$$w_{обр} = \frac{V_{обр}}{0{,}785 (D^2_{вн} - n d^2_{нар})} = \frac{0{,}162}{0{,}785 (0{,}086 - 566 \cdot 64 \cdot 10^{-6})} = 4{,}15 \text{ м/с}.$$

7. Определяем режимы течения прямого и обратного потоков

$$\mathrm{Re}_{пр} = \frac{w_{пр} d_{вн} \rho_{пр}}{\eta_{пр}} = \frac{4 \cdot 26 \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 13}{99 \cdot 10^{-7}} = 3{,}92 \cdot 10^4;$$

$$\mathrm{Re}_{обр} = \frac{w_{обр} d_{экв} \rho_{обр}}{\eta_{обр}} = \frac{4{,}15 \cdot 1{,}035 \cdot 10^{-2} \cdot 17}{81 \cdot 10^{-7}} = 9{,}05 \cdot 10^4,$$

где

$$d_{экв} = \frac{4 S_{обр}}{П} = \frac{4 (D^2_{вн} - n d^2_{нар})}{4 (D_{вн} + n d_{нар})} = \frac{4 (0{,}086 - 566 \cdot 64 \cdot 10^{-6})}{4 (0{,}293 + 566 \cdot 8 \cdot 10^{-3})} = 1{,}035 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

8. Определяем коэффициенты теплоотдачи со стороны прямого и обратного потоков:

прямой поток (турбулентный режим течения в трубах)

$$\mathrm{Pr}_{пр} = \eta_{пр} c_{p\,пр} / \lambda_{пр} = \frac{99 \cdot 10^{-7} \cdot 1{,}072 \cdot 10^3}{1{,}42 \cdot 10^{-2}} = 0{,}75;$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{пр} = 0{,}021 \, \mathrm{Re}^{0{,}8}_{пр} \mathrm{Pr}^{0{,}43}_{пр} = 0{,}021 (3{,}92 \cdot 10^4)^{0{,}8} (0{,}75)^{0{,}43} = 94{,}5,$$

или

$$\bar{\alpha}_{пр} = \overline{\mathrm{Nu}}_{пр} \frac{\lambda_{пр}}{d_{вн}} = 94{,}5 \frac{1{,}42 \cdot 10^{-2}}{7 \cdot 10^{-3}} = 191 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

обратный поток (турбулентиый режим течения в межтрубном пространстве)

$$\mathrm{Pr}'_{обр} = \frac{\eta_{обр} c_{p\,обр}}{\lambda_{обр}} = \frac{81 \cdot 10^{-7} \cdot 1{,}19 \cdot 10^3}{1{,}1 \cdot 10^{-2}} = 0{,}875.$$

Тогда

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{обр} = 0{,}023 \, \mathrm{Re}^{0{,}8}_{обр} \mathrm{Pr}'^{0{,}4}_{обр} (s_1 s_2 / d^2_{нар})^{0{,}18} =$$

$$= 0{,}023 (9{,}05 \cdot 10^4)^{0{,}8} (0{,}875)^{0{,}4} (11 \cdot 11/64)^{0{,}18} = 226,$$

где s_1=s_2=11·10^{-3} м — поперечный и продольный шаги труб:

$$\bar{\alpha}_{обр} = \overline{\mathrm{Nu}}_{обр} \frac{\lambda_{обр}}{d_{экв}} = 226 \frac{1{,}1 \cdot 10^{-2}}{1{,}035 \cdot 10^{-2}} = 240 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

9. Определяем коэффициеит теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб, полагая, что термическим сопротивлением стенки труб и загрязнений можно пренебречь:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{пр}} \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{обр}}} = \frac{1}{\frac{1}{191} \frac{8}{7} + \frac{1}{240}} = 98{,}5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

10. Определяем средний температурный напор между прямым и обратным потоками. В связи с тем, что давление воздуха прямого и обратного потоков относительно невысоко, изменение температуры каждого из теплоносителей невелико, можно с погрешностью, не превышающей 5—7%, считать, что теплоемкость газа в теплообменнике постоянна, и, таким образом, воспользоваться при определении $\Delta\overline{T}$ соотношением для среднелогарифмического температурного напора

$$\Delta\overline{T}_{\text{лог}} = \frac{\Delta T_{\text{б}} - \Delta T_{\text{м}}}{\ln(\Delta T_{\text{б}}/\Delta T_{\text{м}})} = \frac{47 - 14}{\ln(47/14)} = 27{,}5 \text{ К}.$$

11. Определяем площадь поверхности теплообмена со стороны обратного потока

$$F_{\text{нар}} = \frac{Q}{k\Delta\overline{T}_{\text{лог}}} = \frac{75{,}6 \cdot 10^3}{98{,}5 \cdot 27{,}5} = 28 \text{ м}^2.$$

12. Определяем длину труб теплообменника

$$l = \frac{F_{\text{нар}}}{n\pi d_{\text{нар}}} = \frac{28}{566 \cdot 3{,}14 \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 1{,}95 \text{ м}.$$

Принимаем длину труб l=2 м.

13. Компактность теплообменника

$$S_{\text{т}} = \frac{F_{\text{нар}}}{V_{\text{т}}} = \frac{28}{0{,}785 \cdot 0{,}293^2 \cdot 2} = 210 \text{ м}^2/\text{м}^3,$$

где $V_{\text{т}} = \pi D^2_{\text{вн}} l/4$ — объем, занятый поверхностью теплообмена.

14. Производим гидравлический расчет аппарата. Потери давления на трение в прямом потоке

$$\Delta p^{\text{тр}}_{\text{пр}} = \xi \frac{\rho_{\text{пр}} w^2_{\text{пр}}}{2} \frac{l}{d_{\text{вн}}}.$$

Для турбулентного режима течения коэффициент сопротивления трения

$$\xi = \frac{0{,}3164}{\text{Re}^{0{,}25}} = \frac{0{,}3164}{(3{,}92 \cdot 10^4)^{0{,}25}} = 0{,}0255.$$

Тогда

$$\Delta p^{\text{тр}}_{\text{пр}} = 0{,}0255 \frac{13 \cdot 4{,}26^2}{2} \frac{2}{7 \cdot 10^{-3}} = 760 \text{ Па}.$$

Сопротивление трения в межтрубном пространстве

$$\Delta p^{\text{тр}}_{\text{обр}} = \xi \frac{\rho_{\text{обр}} w^2_{\text{обр}}}{2} \frac{l}{d_{\text{экв}}}.$$

Коэффициент сопротивления трения

$$\xi = \frac{0{,}3164}{\text{Re}^{0{,}25}} = \frac{0{,}3164}{(9{,}05 \cdot 10^4)^{0{,}25}} = 0{,}0178$$

и потери давления

$$\Delta p^{\text{тр}}_{\text{обр}} = 0{,}0178 \frac{17 \cdot 4{,}15^2}{2} \frac{2}{1{,}035 \cdot 10^{-2}} = 500 \text{ Па}.$$

Расчеты показывают, что потери давления на преодоление сопротивления трения невелики, и, следовательно, выбор значений теплофизических характеристик газов был проведен правильно. По окончании конструирования теплообменника необходимо также учесть дополнительные потери давления на преодоление местных сопротивлений на входе и выходе из аппарата.

Пример 2.2. Выполнить расчет двухпоточного витого теплообменника, в котором воздух (прямой поток) с давлением $p^{\text{вх}}_{\text{пр}} = 20$ мПа поступает в трубы с начальной температурой $T^{\text{вх}}_{\text{пр}} = 300$ К. Расход прямого потока $G_{\text{пр}} = 0{,}34$ кг/с. В межтрубном пространстве теплообменника в качестве хладагента проходит воздух низкого давления (обратный поток) с давлением $p^{\text{вх}}_{\text{обр}} = 0{,}11$ мПа. Обратный поток имеет температуру на входе в теплообменник $T^{\text{вх}}_{\text{обр}} = 82$ К и нагревается до температуры $T^{\text{вых}}_{\text{обр}} = 295$ К. Расход обратного потока $G_{\text{обр}}$=0,32 кг/с. Расчетная схема теплообменника представлена на рис. 2.79.

Решение. 1. Используя уравнение теплового баланса, определяем энтальпию прямого потока на выходе из аппарата

$$Q = G_{\text{пр}}(i_{\text{пр}}^{\text{вх}} - i_{\text{пр}}^{\text{вых}}) + q_{\text{о.с}}G_{\text{пр}} = G_{\text{обр}}(i_{\text{обр}}^{\text{вых}} - i_{\text{обр}}^{\text{вх}}),$$

где $q_{\text{о.с}}$=8 кДж/кг — теплопритоки через изоляцию, отнесенные к прямому потоку.

Энтальпию прямого потока на входе в теплообменник и энтальпию обратного потока на входе и выходе из теплообменника определяем, используя справочные таблицы [15]: $i_{\text{пр}}^{\text{вх}}$=265,5 кДж/кг; $i_{\text{обр}}^{\text{вх}}$=80 кДж/кг; $i_{\text{обр}}^{\text{вых}}$ = 295 кДж/кг.

При этом полагаем, что потери давления по прямому и обратному потокам невелики и изменением энтальпий прямого и обратного потоков за счет падения давлений в теплообменнике можно пренебречь.

Тогда

$$i_{\text{пр}}^{\text{вых}} = i_{\text{пр}}^{\text{вх}} - \frac{G_{\text{обр}}}{G_{\text{пр}}}(i_{\text{обр}}^{\text{вых}} - i_{\text{обр}}^{\text{вх}}) + q_{\text{о.с}}\frac{G_{\text{обр}}}{G_{\text{пр}}};$$

$$i_{\text{пр}}^{\text{вых}} = 265{,}5 - \frac{0{,}32}{0{,}34}(295 - 80) + \frac{8 \cdot 0{,}32}{0{,}34} = 71 \text{ кДж/кг}.$$

По значениям энтальпии и давления прямого потока на выходе из теплообменника определяем температуру $T_{\text{пр}}^{\text{вых}} = 174$ К.

Тепловая нагрузка теплообменника

$$Q = 0{,}34(265{,}5 - 71) + 8 \cdot 0{,}34 = 0{,}32(295 - 80) = 6{,}88 \cdot 10^4 \text{ Вт}.$$

2. Теплофизические свойства прямого и обратного потоков определяем из соответствующих таблиц по средним значениям температуры и давления. Для прямого потока

$$T_{\text{ср}} = (T_{\text{пр}}^{\text{вх}} + T_{\text{пр}}^{\text{вых}})/2 = (300 + 174)/2 = 237 \text{ К}.$$

Удельный объем $v_{\text{пр}}$=0,00322 м³/кг, плотность $\rho_{\text{пр}}$=313 кг/м³, динамическая вязкость $\eta_{\text{пр}}$=2,42·10⁻⁵ Н·с/м², теплопроводность $\lambda_{\text{пр}}$=4,1·10⁻² Вт/(м·К), теплоемкость

$$c_{p\,\text{пр}} = (i_{\text{пр}}^{\text{вх}} - i_{\text{пр}}^{\text{вых}})/\Delta T = (265{,}5 - 71)/(300 - 174) = 1{,}54 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Для обратного потока $T_{\text{ср}}$=(295+82)/2=188,5 К. Удельный объем $v_{\text{обр}}$=0,54 м³/кг, плотность $\rho_{\text{обр}}$=1,85 кг/м³, динамическая вязкость $\eta_{\text{обр}}$=126·10⁻⁷ Н·с/м², теплопроводность $\lambda_{\text{обр}}$=1,73·10⁻² Вт/(м·К).

3. Определяем режимы течения для прямого и обратного потоков. Объемный расход прямого потока $V_{\text{пр}} = G_{\text{пр}}v_{\text{пр}}$=0,34·0,0032=1,09·10⁻³ м³/с. Выбираем медные трубки диаметром $d_{\text{нар}}$=8 мм с толщиной стенки 1 мм. Задаемся скоростью воздуха в трубах $w_{\text{пр}}$=1,25 м/с. Число труб

$$n = V_{\text{пр}}/(0{,}785 d_{\text{вн}}^2 w_{\text{пр}}) = \frac{1{,}09 \cdot 10^{-3}}{0{,}785(6 \cdot 10^{-3})^2 1{,}25} = 30{,}3.$$

Принимаем число труб n=30.

Число Рейнольдса для прямого потока

$$\text{Re}_{\text{пр}} = \frac{w_{\text{пр}} d_{\text{вн}} \rho_{\text{пр}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{1{,}25 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 313}{242 \cdot 10^{-7}} = 9{,}7 \cdot 10^4.$$

В связи с тем, что, как правило, коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве (при одинаковых скоростях прямого и обратного потоков) меньше, чем внутри труб, среднюю скорость в межтрубном пространстве принимаем бо́льшей, чем в трубах. В данном случае $w_{\text{обр}}$=8 м/с. Выбираем плотную навивку труб (см. рис. 2.32,*а*) в межтрубном пространстве теплообменника с шагом s_1=9,2 мм, s_2=8 мм. Относительный шаг намотки $\sigma_1 = s_1/d_{\text{нар}}$=9,2/8=1,15; $\sigma_2 = s_2/d_{\text{вн}}$=8/8=1; толщина прокладки $\delta_{\text{п}}$=1,2 мм.

Число Рейнольдса для обратного потока

$$\text{Re}_{\text{обр}} = w_{\text{обр}} d_{\text{нар}} \rho_{\text{обр}}/\eta_{\text{обр}} = 8 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}85/(126 \cdot 10^{-7}) = 9{,}4 \cdot 10^3.$$

4. Определяем коэффициенты теплоотдачи для прямого и обратного потоков. Прямой поток (турбулентный режим, без учета кривизны канала):

$$Pr_{пр} = \frac{\eta_{пр} c_{p_{пр}}}{\lambda_{пр}} = \frac{242 \cdot 10^{-7} \cdot 1{,}54 \cdot 10^{3}}{4{,}1 \cdot 10^{-2}} = 0{,}87;$$

$$\overline{Nu}_{пр} = 0{,}021 Re^{0{,}8} Pr^{0{,}43} = 0{,}021 \cdot (9{,}7 \cdot 10^{4})^{0{,}8} \cdot (0{,}87)^{0{,}43} = 192.$$

$$\overline{\alpha}_{пр} = \overline{Nu}_{пр} \frac{\lambda_{пр}}{d_{вн}} = 192 \cdot \frac{4{,}10 \cdot 10^{-2}}{6 \cdot 10^{-3}} = 1320 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Обратный поток:

$$\overline{Nu}_{обр} = 0{,}0185 Re_{обр}^{0{,}95} = 0{,}0185 (9{,}4 \cdot 10^{3})^{0{,}95} = 111;$$

$$\overline{\alpha}_{обр} = \overline{Nu}_{обр} \frac{\lambda_{обр}}{d_{нар}} = 111 \frac{1{,}73}{8 \cdot 10^{-3}} = 240 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

5. Определяем коэффициент теплопередачи, отнесенный к внешней поверхности труб, пренебрегая термическим сопротивлением стенки труб; так как $d_{нар}/d_{вн} < 2$,

$$k_{обр} = \frac{1}{\frac{1}{\overline{\alpha}_{пр}} \frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\overline{\alpha}_{обр}}} = \frac{1}{\frac{1}{1320} \frac{8 \cdot 10^{-3}}{6 \cdot 10^{-3}} + \frac{1}{240}} = 198 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

6. Для определения среднего температурного напора используем метод графического интегрирования. График изменения энтальпий прямого и обратного потоков строим по соотношению

$$\Delta i_{пр} = \Delta i_{обр} \left[\frac{G_{обр}}{G_{пр}} - \frac{q_{о.с}}{\Delta i_{т.о}} \right];$$

$$\Delta i_{пр} = \Delta i_{обр} \left[\frac{0{,}32}{0{,}34} - \frac{8}{215} \right] = 0{,}913 \Delta i_{обр}.$$

При построении Q, T-диаграммы за нулевую отметку принимаются энтальпии прямого и обратного потоков на холодном конце теплообменника. Далее, используя таблицы [15], строим изобару прямого потока (при этом, задаваясь приращением темпе-

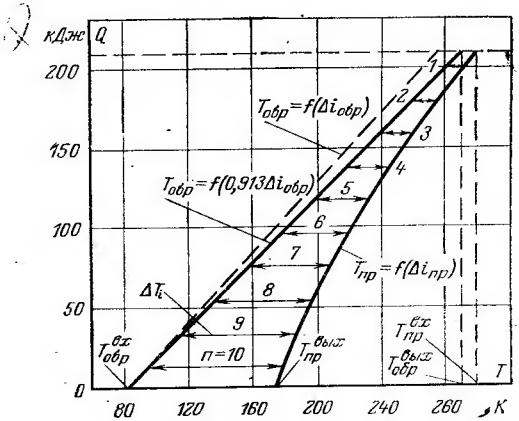


Рис. 2.80. К определению среднего температурного напора.

ратуры, находим приращение энтальпии). Для обратного потока табличное приращение энтальпии, соответствующее задаваемому приращению температуры, умножается на коэффициент 0,913. Отрезок ординаты, соответствующий переданному прямым потоком (воспринятому обратным потоком) количеству теплоты в интервалах температур $T_{пр}^{вх} - T_{пр}^{вых}$ и $T_{обр}^{вх} - T_{обр}^{вых}$, разбиваем на 10 равных участков. Для каждого участка находим среднюю разность температур $\Delta \overline{T}_i$, К (рис. 2.80): $\Delta \overline{T}_1 = 7$, $\Delta \overline{T}_2 = 12$, $\Delta \overline{T}_3 = 22$, $\Delta \overline{T}_4 = 27$, $\Delta \overline{T}_5 = 34$, $\Delta \overline{T}_6 = 43$, $\Delta T_7 = 50$, $\Delta T_8 = 60$, $\Delta T_9 = 68$, $\Delta T_{10} = 84$.

Средняя разность температур между потоками

$$\Delta\overline{T} = \frac{n}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\Delta T_i}} = 24{,}5 \text{ К}.$$

7. Определяем площадь поверхности теплообмена со стороны обратного потока

$$F = \frac{Q}{k_{\text{обр}}\Delta\overline{T}} = \frac{6{,}88 \cdot 10^4}{198 \cdot 24{,}5} = 14{,}2 \text{ м}^2.$$

8. Основные геометрические характеристики теплообменника определяются следующим образом:

Средняя длина труб теплообменника

$$l_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi d_{\text{нар}} n} = \frac{14{,}2}{3{,}14 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30} = 18{,}9 \text{ м}.$$

Среднее сечение свободного объема межтрубного пространства

$$S_{\text{с.о}} = V_{\text{обр}}/w_{\text{обр}} = G_{\text{обр}}v_{\text{обр}}/w_{\text{обр}} = 0{,}32 \cdot 0{,}54/8 = 2{,}16 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$

Удельная площадь свободного сечения

$$f_{\text{уд}} = 1 - \frac{0{,}785 d^2_{\text{нар}}}{s_1 s_2} = 1 - \frac{0{,}785 (8 \cdot 10^{-3})}{9{,}2 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3}} = 0{,}317 \text{ м}^2/\text{м}^2.$$

Принимаем диаметр сердечника теплообменника $D_{\text{с}} = 80$ мм [обычно $D_{\text{с}} = (10 \div 20) d_{\text{нар}}$]. Определяем площадь поперечного сечения теплообменника

$$F_{\text{т.о}} = S_{\text{с.о}}/f_{\text{уд}} + 0{,}785 D^2_{\text{с}} = 2{,}16 \cdot 10^{-2}/0{,}317 + 0{,}785 \cdot 0{,}08^2 = 0{,}0632 \text{ м}^2.$$

Расчетный наружный диаметр навивки

$$D_{\text{нар}} = \sqrt{F_{\text{т.о}}/0{,}785} = \sqrt{0{,}0632/0{,}785} = 0{,}284 \text{ м}.$$

Расчетное число слоев навивки

$$z_{\text{р}} = \frac{D_{\text{нар}} - D_{\text{с}}}{2 s_1} = \frac{0{,}284 - 0{,}08}{2 \cdot 9{,}2 \cdot 10^{-3}} = 11{,}1.$$

Принимаем $z = 11$.

Истинный наружный диаметр

$$D_{\text{нар}} = D_{\text{с}} + 2 z s_1 = 0{,}08 + 2 \cdot 11 \cdot 9{,}2 \cdot 10^{-3} = 0{,}282 \text{ м}.$$

Определяем число заходов по слоям

$$n_{\text{зах1}} = \frac{2 n D_{\text{сл1}}}{z (D_{\text{нар}} + D_{\text{с}})} = \frac{2 n (D_{\text{с}} + d_{\text{нар}})}{z (D_{\text{н}} + D_{\text{с}})} = \frac{2 \cdot 30 (0{,}08 + 0{,}008)}{11 (0{,}282 + 0{,}08)} = 1{,}33,$$

где $D_{\text{сл1}}$ — диаметр первого слоя; $d_{\text{нар}}$ — наружный диаметр трубы;

$$n_{\text{зах6}} = \frac{2 \cdot 30 (0{,}08 + 0{,}008 + 10 \cdot 0{,}0012)}{11 (0{,}282 + 0{,}08)} = 2{,}7;$$

$$n_{\text{зах11}} = \frac{2 \cdot 30 (0{,}08 + 0{,}008 + 20 \cdot 0{,}0092)}{11 (0{,}282 + 0{,}08)} = 4{,}15.$$

Распределяем число заходов по слоям намотки

$$n_{\text{зах1}} = 1;\ n_{\text{зах2}} = n_{\text{зах3}} = n_{\text{зах4}} = n_{\text{зах5}} = 2;$$

$$n_{\text{зах6}} = n_{\text{зах7}} = n_{\text{зах8}} = 3;\ n_{\text{зах9}} = n_{\text{зах10}} = n_{\text{зах11}} = 4.$$

Определяем высоту теплообменника

$$H = \frac{2 n l_{\text{ср}} s_2}{\pi (D_{\text{нар}} + D_{\text{с}}) z} = \frac{2 \cdot 30 \cdot 18{,}9 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{3{,}14 (0{,}282 + 0{,}08) 11} = 0{,}73 \text{ м}.$$

Число рядов труб в слое

$$m = H/s_2 = 0{,}730/8 \cdot 10^{-3} = 91{,}1.$$

Принимаем $m=91$.

9. Определяем средний диаметр навивки $D_{ср}=(D_{нар}+D_{с})/2=(0{,}282+0{,}080)/2=0{,}181$.

Тогда согласно (2.141) $\varphi=\xi_{л}/\xi=1+0{,}075\,Re^{0{,}25}\,(d_{вн}/D_{ср})^{0{,}5}=1+0{,}075(9{,}7\cdot10^{4})^{0{,}25}\times(0{,}006/0{,}181)^{0{,}5}=1{,}2$.

Режим течения внутри труб турбулентный, следовательно,

$$\xi=0{,}3164/Re^{0{,}25}=0{,}3164/(9{,}7\cdot10^{4})^{0{,}25}=0{,}0179.$$

Тогда

$$\Delta p_{пр}=\xi\varphi\frac{w^{2}_{пр}\rho_{пр}}{2}\frac{l_{ср}}{d_{экв}}=0{,}0179\cdot1{,}2\frac{1{,}25^{2}\cdot313}{2}\frac{18{,}9}{6\cdot10^{-3}}=1{,}65\cdot10^{4}\ \text{Па}.$$

Потери давления в межтрубном пространстве

$$\Delta p_{обр}=\zeta\frac{w^{2}_{уз}\rho_{обр}}{2},$$

где $\zeta/2=0{,}53m/Re^{0{,}122}$; $w_{уз}$ — скорость в узком сечении:

$$w_{уз}=w_{обр}\left(\frac{1-0{,}785d^{2}_{нар}/(s_1s_2)}{1-d_{нар}/s_1}\right)=8\left(\frac{1-0{,}785\cdot8^{2}/(9{,}2\cdot8)}{1-8/9{,}2}\right)=18{,}8\ \text{м/с};$$

$$Re_{уз}=\frac{w_{уз}d_{нар}\rho_{обр}}{\eta_{обр}}=\frac{18{,}8\cdot8\cdot10^{-3}\cdot1{,}85}{126\cdot10^{-7}}=2{,}2\cdot10^{-4};$$

$$\zeta/2=0{,}53\cdot91/(2{,}2\cdot10^{4})^{0{,}122}=14{,}1;$$

$$\Delta p_{обр}=14{,}1\ (18{,}8)^{2}\cdot1{,}85=9240\ \text{Па}.$$

Приведенный выше расчет является предварительным, он необходим при конструктивной проработке теплообменника. После окончательного выбора всех конструктивных размеров теплообменника необходимо выполнить поверочный расчет. В поверочном расчете необходимо учесть изменение теплоотдачи за счет кривизны труб, проверить теплопритоки через изоляцию. В гидравлическом расчете необходимо учесть потери давления на входе и выходе из теплообменника, на ускорение потока и т. д.

При расчете теплообменника были выбраны гладкие трубы, при этом коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве оказался гораздо меньше, чем в трубах. В таких случаях целесообразно применение труб, оребренных со стороны меньшего коэффициента теплоотдачи. Ниже в качестве альтернативного варианта приводится пример расчета витого теплообменника с оребренными трубами.

Пример 2.3. Для исходных данных примера 2.2 выполнить расчет витого теплообменника с оребренными трубами, поверхность нагрева которого изготовлена из стандартных медных оребренных труб. Внутренний диаметр трубы 4,7 мм; диаметр поверхности, несущей ребра, $d_{нар}=6{,}1$ мм; толщина ребра $\delta_{р}=0{,}38$ мм; наружный диаметр ребра $D_{р}=10{,}7$ мм; шаг ребер $s_{р}=1{,}6$ мм.

Решение. 1. Скорости внутри труб и в межтрубном пространстве выбираем такими же, как и для теплообменника с гладкими трубами. Тогда число труб

$$n=\frac{V_{пр}}{0{,}785d^{2}_{вн}w_{пр}}=\frac{1{,}09\cdot10^{-3}}{0{,}785\cdot4{,}7^{2}\cdot10^{-6}\cdot1{,}25}=50{,}2.$$

Принимаем число труб $n=50$.

Число Рейнольдса для прямого потока

$$Re_{пр}=\frac{w_{пр}d_{вн}\rho_{пр}}{\eta_{пр}}=\frac{1{,}25\cdot4{,}7\cdot10^{-3}\cdot313}{242\cdot10^{-7}}=7{,}6\cdot10^{4};$$

для обратного потока

$$Re_{обр}=\frac{w_{обр}d_{нар}\rho_{обр}}{\eta_{обр}}=\frac{8{,}6\cdot1\cdot10^{-3}\cdot1{,}85}{126\cdot10^{-7}}=7{,}17\cdot10^{3}.$$

При расчете числа Re для обратного потока в качестве определяющего размера выбран диаметр несущей поверхности.

2. Определяем теплоотдачу к прямому и обратному потокам. Внутри труб

$$\overline{Nu}_{пр}=0{,}021\,Re^{0{,}8}_{пр}Pr^{0{,}43}_{пр}=0{,}021\,(7{,}6\cdot10^{4})^{0{,}8}0{,}87^{0{,}43}=158;$$

$$\bar{\alpha}_{пр}=\overline{Nu}_{пр}\lambda_{пр}/d_{вн}=\frac{158\cdot4{,}1\cdot10^{-2}}{4{,}7\cdot10^{-3}}=1360\ \text{Вт/(м}^{2}\cdot\text{К)}.$$

В межтрубном пространстве

$$\overline{Nu}_{обр}=0{,}0263\,Re^{0{,}89}=0{,}0263\,(7{,}17\cdot10^{3})^{0{,}89}=71;$$

$$\overline{\alpha}_{обр}=\overline{Nu}_{обр}\frac{\lambda_{обр}}{d_{нар}}=71\,\frac{1{,}73\cdot10^{-2}}{6{,}1\cdot10^{-3}}=202\ Вт/(м^2\cdot К).$$

3. Определяем коэффициент теплопередачи, отнесенный к внутренней поверхности труб:

$$k_{пр}=\frac{1}{\frac{1}{\overline{\alpha}_{пр}}+\frac{1}{\overline{\alpha}_{обр}\varphi}\frac{d_{вн}}{d_{нар}}}=\frac{1}{\frac{1}{1360}+\frac{1}{202\cdot5{,}05}\frac{4{,}7}{6{,}1}}=671\ Вт/(м^2\cdot К),$$

где $\varphi=5{,}05$.

В связи с тем, что материал трубки обладает высокой теплопроводностью, а ребра — короткие, можно считать КПД ребра равным единице, а термическим сопротивлением стенки трубки можно пренебречь.

4. Определяем площадь поверхности теплообмена со стороны прямого потока

$$F_{пр}=Q/(k_{пр}\Delta\bar{T})=6{,}88\cdot10^{4}/(671\cdot24{,}5)=4{,}18\ м^2.$$

5. Определяем основные геометрические характеристики:

Средняя длина труб

$$l_{ср}=\frac{F_{пр}}{\pi d_{вн}n}=\frac{4{,}18}{3{,}14\cdot4{,}7\cdot10^{-3}\cdot50}=5{,}78\ м.$$

Средняя площадь сечения свободного объема

$$S_{с.о}=V_{обр}/w_{обр}=G_{обр}v_{обр}/w_{обр}=0{,}32\cdot0{,}54/8=2{,}16\cdot10^{-2}\ м^2.$$

В межтрубном пространстве теплообменника принимаем свободную упаковку трубок $s_1=10{,}7$ мм, $s_2=10{,}7$ мм (см. рис. 2.38,*в*).

Удельная площадь свободного сечения

$$f_{уд}=1-\frac{0{,}785}{s_1s_2}\left[d^2_{нар}+(D_р-d_{нар})^2\frac{\delta_р}{s_р}\right];$$

$$f_{уд}=1-\frac{0{,}785}{10{,}7\cdot10{,}7}\left[6{,}1^2+(10{,}7-6{,}1^2)\frac{0{,}38}{1{,}6}\right]=0{,}623.$$

Принимаем диаметр сердечника $D_с=80$ мм, тогда площадь поперечного сечения теплообменника

$$F_{т\,о}=0{,}785D^2_с+s_{с.о}/f_{уд};$$

$$F_{то}=0{,}785\,(0{,}08)^2+2{,}16\cdot10^{-2}/0{,}623=3{,}47\cdot10^{-2}\ м^2.$$

Расчетный наружный диаметр теплообменника

$$D_{нар}=\sqrt{F_{то}/0{,}785}=\sqrt{3{,}47\cdot10^{-2}/0{,}785}=0{,}211\ м.$$

Расчетное число слоев навивки

$$z_р=\frac{D_{нар}-D_с}{2s_1}=\frac{211-80}{2\cdot10{,}7}=6{,}1.$$

Принимаем $z_р=6$, тогда истинный наружный диаметр

$$D_{нар}=D_с+2zs_1=80+2\cdot6\cdot10{,}7=0{,}208\ м.$$

Число заходов по слоям

$$n_{зах1}=\frac{2\cdot50\,(0{,}08+0{,}0107)}{6\,(0{,}208+0{,}08)}=5{,}3;$$

$$n_{зах3}=\frac{2\cdot50\,(0{,}08+5\cdot0{,}0107)}{6\cdot(0{,}208+0{,}08)}=7{,}72;$$

$$n_{зах6}=\frac{2\cdot50\,(0{,}08+11\cdot0{,}0107)}{6\cdot(0{,}208+0{,}08)}=11{,}5.$$

Распределяем число заходов по слоям

$$n_{зах1}=5;\ n_{зах2}=6;\ n_{зах3}=8;\ n_{зах4}=9;\ n_{зах5}=10;\ n_{зах6}=12.$$

Высота теплообменника

$$H=\frac{2nl_{ср}s_2}{\pi(D_н+D_с)z}=\frac{2\cdot50\cdot5{,}78\cdot10{,}7\cdot10^{-3}}{3{,}14\,(0{,}208+0{,}08)\,6}=1{,}14\ м.$$

Число рядов труб в слое

$$m_{тр}=H/s_2=1{,}14/(10{,}7\cdot10^{-3})=107.$$

Потеря давления внутри труб

$$\Delta p_{пр}=\xi\varphi\frac{w^2_{пр}\rho_{пр}}{2}\frac{l_{ср}}{d_{экв}}=0{,}019\cdot1{,}2\,\frac{1{,}25^2\cdot313\cdot5{,}78}{2\cdot4{,}7\cdot10^{-3}}=6880\ Па,$$

где $\xi=0{,}3164/Re^{0{,}25}=0{,}3164/(7{,}6\cdot10^4)^{0{,}25}=0{,}019$.

Согласно (2.141)

$$\varphi=1+0{,}075\,(7{,}6\cdot10^4)^{0{,}25}\left(\frac{0{,}0047}{0{,}144}\right)^{0{,}5}\approx1{,}2.$$

Потеря давления в межтрубном пространстве

$$\Delta p_{обр}=m_{тр}(Eu/m)\rho w=107\cdot\frac{10}{(7{,}17\cdot10^3)^{0{,}27}}\,1{,}85\cdot8^2=11\,500\ Па,$$

где $Eu/m=10Re^{-0{,}27}$.

Для сравнения теплообменников с гладкими и оребренными трубами сопоставим их по объему и массе.

Объем теплообменника с гладкими трубами

$$V^{гл}_{то}=0{,}785D^2_{нар}H=0{,}785\cdot0{,}282^2\cdot0{,}730=0{,}0456\ м^3.$$

Объем теплообменника с оребренными трубами

$$V^{ор}_{то}=0{,}785\cdot0{,}208^2\cdot1{,}14=0{,}0388\ м^3;$$

$$V^{ор}_{то}/V^{гл}_{то}=0{,}0388/0{,}0456=0{,}85.$$

Масса 1 м гладкой трубы

$$G^{гл}=0{,}785\,(d^2_{нар}-d^2_{вн})\rho_м=$$

$$=0{,}785[(8\cdot10^{-3})^2-(6\cdot10^{-2})^2]8\cdot10^3=0{,}190\ кг/м,$$

где $\rho_м=8\cdot10^3\ кг/м^3$ — плотность меди.

Масса 1 м оребренной трубы

$$G^{ор}=0{,}785\,(d^2_{нар}-d^2_{вн})\rho_м+0{,}785\,(D^2_р-d^2_{нар})\delta_р\rho_м\frac{1}{s_р}=0{,}785\,[(6{,}1\cdot10^{-3})^2-$$

$$-(4{,}7\cdot10^{-3})^2]\,8\cdot10^3+0{,}785\,[(10{,}7\cdot10^{-3})^2-(6{,}1\cdot10^{-3})^2]\frac{3{,}8\cdot10^{-4}}{1{,}6\cdot10^{-3}}\,8\cdot10^3=0{,}195\ кг/м^3.$$

Масса гладких труб в теплообменнике

$$M^{гл}=G^{гл}l^{гл}_{ср}n^{гл}=0{,}190\cdot18{,}8\cdot30=107\ кг.$$

Масса оребренных труб в теплообменнике

$$M^{ор}=G^{ор}l^{ор}_{ср}n^{ор}=0{,}195\cdot5{,}78\cdot50=56{,}2\ кг;$$

отношение

$$M^{ор}/M^{гл}=56{,}2/107=0{,}527.$$

Пример 2.4. Провести расчет пластинчато-ребристого теплообменника, принимая для сравнения те же исходные данные, что и для прямотрубного теплообменника (см. пример 2.1).

Исходные данные: $Q=75{,}6$ кВт, $T_{пр}^{вх}=170$ К; $i_{пр}^{в}=167$ кДж/кг; $T_{пр}^{вых}=114$ К; $T_{обр}^{вх}=100$ К; $T_{обр}^{вых}=123$ К; $i_{обр}^{вх}=90$ кДж/кг; $i_{обр}^{вых}=117{,}5$ кДж/кг; $V_{пр}=0{,}0925$ м^3/с; $V_{обр}=0{,}162$ м^3/с. Расчетная схема теплообмениика приведена на рис. 2.81. Выбираем пластинчато-ребристую поверхность с прерывистыми ребрами типа 12/4 (см. табл. 2.12). Геометрические характеристики поверхности: длина ребер $l=12$ мм; шаг ребер $s_р=4$ мм; толщиина ребер $\delta_р=0{,}25$ мм; расстояние между прорезями $\Delta=2$ мм; эквивалентный диаметр $d_{экв}=5{,}69$ мм; площадь поверхности ребер в единице свободного объема $A_р=534$ м^2/м^3; компактность по свободному объему $A=703$ м^2/м^3; площадь поверхиости проставочных пластин в единице свободного объема $A_п=169$ м^2/м^3; коэффициеит оребрения $A_р/A=0{,}76$; коэффициент стеснеиия $\sigma=0{,}153$.

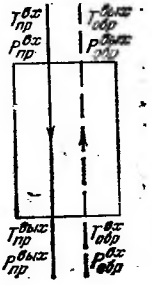


Рис. 2.81. Расчетиая схема теплобмеиийка.

Решение. 1. Принимаем размеры ребер и каналов одинаковыми для обоих потоков. Задаемся скоростью прямого потока $w_{пр}=1{,}0$ м/с. Определяем площадь свободного (живого) сечения

$$S_{пр}=S_{обр}=V_{пр}/w_{пр}=0{,}0925/1{,}0=0{,}0925 \text{ м}^2.$$

Скорость обратного потока

$$w_{обр}=V_{обр}/S_{обр}=0{,}162/0{,}0925=1{,}75 \text{ м/с}.$$

2. Определяем режимы течения прямого и обратного потоков

$$\mathrm{Re}_{пр}=\frac{d_{экв}w_{пр}\rho_{пр}}{\eta_{пр}}=\frac{5{,}69\cdot10^{-3}\cdot1{,}0\cdot13}{99\cdot10^{-7}}=7472;$$

$$\mathrm{Re}_{обр}=\frac{d_{экв}w_{обр}\rho_{обр}}{\eta_{обр}}=\frac{5{,}69\cdot10^{-3}\cdot1{,}75\cdot17}{81\cdot10^{-7}}=20\,898.$$

3. Теплоотдачу прямого и обратного потоков определяем по числу Колберна. Для чисел Рейнольдса, лежащих в пределах $6\cdot10^3$—$2{,}2\cdot10^4$, справедливо $j=0{,}23\,\mathrm{Re}^{-0{,}35}$. Тогда

$$j_{пр}=0{,}23(7472)^{-0{,}35}=0{,}01;$$

$$j_{обр}=0{,}23(20\,898)^{-0{,}35}=0{,}007075;$$

$$\bar{\alpha}_{пр}=j_{пр}\rho_{пр}w_{пр}c_{p\,пр}\,\mathrm{Pr}_{пр}^{-0{,}667};$$

$c_{p\,пр}=1{,}072\cdot10^3$ кДж/(кг·К); $\mathrm{Pr}_{пр}=0{,}75$ (см. пример 2.1);

$$\bar{\alpha}_{пр}=\frac{0{,}01\cdot13\cdot1{,}0\cdot1{,}072\cdot10^3}{(0{,}75)^{0{,}667}}=170 \text{ Вт (м}^2\cdot\text{К)};$$

$c_{p\,обр}=1{,}18\cdot10^3$ кДж/(кг·К); $\mathrm{Pr}_{обр}=0{,}87$ (см. пример 2.1);

$$\bar{\alpha}_{обр}=\frac{0{,}007075\cdot17\cdot1{,}18\cdot10^3\cdot1{,}75}{(0{,}87)^{0{,}667}}=273 \text{ Вт (м}^2\cdot\text{К)}.$$

4. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности прямого потока:

$$k_{пр}=\frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_{пр}\eta_{пр}}+\dfrac{1}{\bar{\alpha}_{обр}\eta_{обр}}\dfrac{A_{пр}S_{пр}}{A_{обр}S_{обр}}+\dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}\dfrac{A_{пр}}{A_{р.пр}\eta}},$$

где $\eta_{пр}$ и $\eta_{обр}$ — КПД оребренных поверхиостей со стороны прямого и обратного потоков соответственно:

$$\eta_{пр}=1-\frac{A_{р.пр}}{A_{пр}}(1-\eta_{р.пр}),$$

$$\eta_{обр}=1-\frac{A_{р.обр}}{A_{обр}}(1-\eta_{р.обр}).$$

Здесь $\eta_{р.пр}$ и $\eta_{р.обр}$ — КПД ребер со стороны прямого и обратного потоков соответственно.

Согласно (2.16)

$$\eta_р = \frac{\text{th}\,(ml/2)}{ml/2},$$

где $m = \sqrt{2\bar{\alpha}/(\lambda_{ст}\delta_р)}$ — параметр ребра.

Для прямого и обратного потоков

$$m_{пр} = \sqrt{\frac{2\bar{\alpha}_{пр}}{\lambda_{ст}\delta_р}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 170}{150 \cdot 0{,}25 \cdot 10^{-3}}} = 95{,}2 \text{ 1/м},$$

где $\lambda_{ст}$=150 Вт/(м·К) — коэффициент теплопроводности материала ребра (алюминия).

$$m_{обр} = \sqrt{\frac{2\bar{\alpha}_{обр}}{\lambda_{ст}\delta_р}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 273}{150 \cdot 0{,}25 \cdot 10^{-3}}} = 121 \text{ 1/м},$$

и соответственно

$$\eta_{р.пр} = \frac{\text{th}\,(m_{пр}l/2)}{ml/2} = \frac{\text{th}\,(92{,}5 \cdot 12 \cdot 10^{-3}/2)}{92{,}5 \cdot 12 \cdot 10^{-3}/2} = 0{,}90;$$

$$\eta_{р.обр} = \frac{\text{th}\,(m_{обр}l/2)}{ml/2} = \frac{\text{th}\,(121 \cdot 12 \cdot 10^{-3}/2)}{121 \cdot 12 \cdot 10^{-3}/2} = 0{,}85.$$

Тогда КПД оребренных поверхностей

$$\eta_{пр} = 1 - 0{,}76(1 - 0{,}9) = 0{,}924;$$

$$\eta_{обр} = 1 - 0{,}76(1 - 0{,}85) = 0{,}886,$$

и, следовательно,

$$k_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{170 \cdot 0{,}924} + \frac{1}{273 \cdot 0{,}886} + \frac{0{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot 703}{150 \cdot 169}} = 95 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

5. Площадь поверхности теплообмена для противоточной схемы движения теплоносителей

$$F_{прот} = \frac{Q}{k_{пр}\Delta\bar{T}_{лог}} = \frac{75{,}6 \cdot 10^3}{95 \cdot 27{,}5} = 28{,}9 \text{ м}^2,$$

где $\Delta T_{лог}$=27,5 К (см. пример 2.1).

6. Некоторые геометрические характеристики:

Свободный объем теплообменника

$$V_{св} = F_{прот}/A = 28{,}9/703 = 0{,}041 \text{ м}^3.$$

Длина теплообменника

$$L = V_{св}/S = 0{,}041/0{,}0925 = 0{,}443,$$

где $S = S_{пр} = S_{обр}$.

Площадь полного сечения теплообменника

$$S_п = 2\frac{S}{1 - \sigma_1} = 2\frac{0{,}0925}{1 - 0{,}153} = 0{,}2184 \text{ м}^2.$$

Компактность теплообменника

$$S_т = F_{прот}/V = 28{,}9/(0{,}443 \cdot 0{,}2184) = 298.$$

Как это видно из сравнения с примером 2.1, данный теплообменник компактнее прямотрубного при той же тепловой нагрузке примерно в 1,5 раза.

Для данного теплообменника технологически проще осуществить перекрестную схему движения теплоносителей.

При перекрестном токе температурный напор

$$\Delta\overline{T} = \varepsilon_{\Delta T}\Delta\overline{T}_{\text{лог}} = 0{,}9 \cdot 27{,}2 = 24{,}5 \text{ К},$$

где $\varepsilon_{\Delta T} = f(R, P) = 0{,}9$; здесь $P = \delta T_{\text{обр}}/\Delta T_{\text{макс}} = 23/70 = 0{,}331$; $\delta T_{\text{пр}} = T_{\text{пр}}^{\text{вх}} - T_{\text{пр}}^{\text{вых}} = 170 - 114 = 56$ К; $\delta T_{\text{обр}} = T_{\text{обр}}^{\text{вых}} - T_{\text{обр}}^{\text{вх}} = 123 - 100 = 23$ К; $\Delta T_{\text{макс}} = T_{\text{пр}}^{\text{вх}} - T_{\text{обр}}^{\text{вх}} = 170 - 100 = 70$ К; $R = \delta T_{\text{пр}}/\delta T_{\text{обр}} = 56/23 = 2{,}43$.

Тогда площадь поверхности теплообмена

$$F = Q/(k_{\text{пр}}\Delta T) = 75{,}6 \cdot 10^3/(95 \cdot 24{,}5) = 32{,}48 \text{ м}^2.$$

Свободный объем теплообменника

$$V_{\text{св}} = F/A = 32{,}48/703 = 0{,}0462 \text{ м}^2.$$

Длина теплообменника

$$L = V_{\text{св}}/S = 0{,}0462/0{,}0925 = 0{,}499 \text{ м}.$$

7. При проведении гидравлического расчета можно принять, что оба потока перекрестноточного теплообменника движутся в прямых каналах без распределителей. В этом случае

$$\Delta p = 4f\,\frac{\rho w^2}{2}\,\frac{L}{d_{\text{экв}}},$$

где $f = 0{,}12\text{Re}^{-0{,}08}$ — коэффициент сопротивления трения.

Для прямого потока

$$f_{\text{пр}} = 0{,}12(7472)^{-0{,}08} = 0{,}0588;$$

$$\Delta p_{\text{пр}} = \frac{4 \cdot 0{,}0588 \cdot 13\,(1)^2 0{,}5 \cdot 0{,}499}{5{,}69 \cdot 10^{-3}} = 134 \text{ Па}.$$

Для обратного потока

$$f_{\text{обр}} = 0{,}12(20\,898)^{-0{,}08} = 0{,}0542;$$

$$\Delta p_{\text{обр}} = \frac{4 \cdot 0{,}0542 \cdot 17\,(1{,}75)^2 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}499}{5{,}69 \cdot 10^{-3}} = 494 \text{ Па}.$$

При окончательной компоновке теплообменника необходимо учесть местные сопротивления на входе и выходе.

Глава третья

Регенеративные теплообменные аппараты

В отличие от рекуперативных теплообменников регенераторы относятся к классу аппаратов, работающих в нестационарном режиме. Поверхностью теплообмена в регенераторах служит теплоаккумулирующая масса, называемая *насадкой*, которая попеременно омывается потоками теплого и холодного газа. Вступая в контакт с теплым газом, насадка нагревается, после чего отдает аккумулированную теплоту потоку холодного газа.

Из-за специфических условий теплообмена между потоками в ряде случаев более выгодным оказывается использование регенераторов по сравнению с рекуператорами. В частности, их применение целесообраз-

но в некоторых схемах ВРУ и газовых холодильных машин (ГХМ). Следует учитывать также, что регенераторы отличаются от других типов теплообменников более высокими значениями удельной площади поверхности $S_т$ (компактность насадки регенераторов ВРУ составляет 1000—2000 м²/м³, у регенераторов ГХМ значение $S_т$ может достигать 10^4—10^5 м²/м³).

3.1. Принцип действия и устройство регенераторов

В связи с тем, что условия работы ВРУ и ГХМ различны, существенно отличается также и устройство регенераторов этих установок.

В ВРУ применение регенераторов обеспечивает не только охлаждение прямого потока воздуха до необходимой температуры, но и делает возможным эффективную очистку его от влаги и двуокиси углерода путем вымораживания последних на насадке.

Для того, чтобы процессы тепло- и массообмена в регенераторах протекали непрерывно, для каждой пары взаимодействующих потоков газа («воздух — азот» или «воздух — кислород») необходимо иметь не менее двух аппаратов.

Схема включения регенераторов ВРУ показана на рис. 3.1. В течение первого периода сжатый компрессором до давления около 0,6 МПа прямой поток воздуха проходит через насадку регенератора *1* и нагревает ее, охлаждаясь при этом до температуры, близкой к температуре

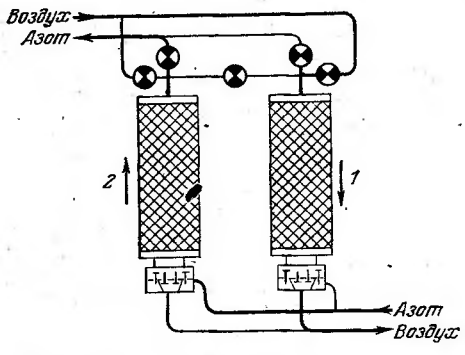


Рис. 3.1. Схема включения регенераторов ВРУ.

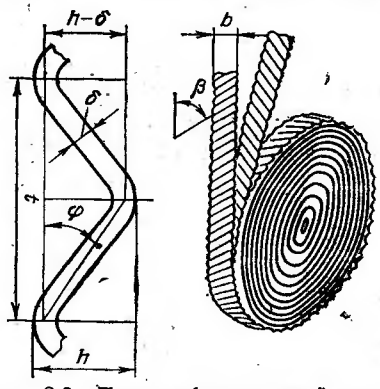


Рис. 3.2. Диск гофрированной алюминиевой ленты.

δ — толщина ленты; t — шаг гофра; h — высота гофра.

насыщения. Обратный поток холодного газа (в рассматриваемом случае — азот), давление которого составляет, как правило, 0,12—0,13 МПа, омывает в это время насадку регенератора *2*, охлаждая ее до определенной температуры. Температура обратного потока после регенератора достигает значения всего лишь на несколько градусов ниже начальной температуры воздуха.

По истечении 3—9 мин, соответствующих продолжительности периода (полуцикла), с помощью системы клапанов осуществляется переключение потоков: охлаждаемый воздух поступает в «холодный» регенератор *2*, а азот — в «теплый» регенератор *1*.

Пары воды и двуокись углерода, содержащиеся в прямом потоке воздуха в массовых количествах, примерно равных $5 \cdot 10^{-1}$ и $5 \cdot 10^{-2}$%

соответственно, при охлаждении конденсируются и кристаллизируются на поверхности холодной насадки, а затем, во втором полуцикле, испаряются и возгоняются вследствие малых парциальных давлений p_{H_2O} и p_{CO_2} в обратном потоке газа и выносятся из регенераторов.

Недостатком регенераторов является наличие системы клапанов, усложняющих их конструкцию и эксплуатацию, а также потери сжатого воздуха при переключении потоков.

Главным элементом регенераторов, определяющим в основном эффективность их работы, является *насадка.*

В регенераторах современных ВРУ применяются насадки двух типов: диски из алюминиевой гофрированной ленты (рис. 3.2) и насыпная насадка из базальта или кварцита с размерами гранул 4—14 мм.

Как видно из рис. 3.2, при намотке дисков используются две алюминиевые ленты, которые складываются так, чтобы их гофры были направлены под углом друг к другу. В этом случае в насадке образуется большое число извилистых каналов, что позволяет существенно интенсифицировать процесс теплообмена.

Используя обозначения, показанные на рис. 3.2, можно получить соотношения для определения основных геометрических характеристик дисковых насадок из гофрированной ленты.

Удельная площадь поверхности (компактность), м²/м³,

$$S_т = 0{,}83 \frac{4(h-\delta)}{ht \sin\varphi}, \qquad (3.1)$$

где 0,83 — эмпирический коэффициент, учитывающий неплотность навивки ленты; φ — угол, определяемый формулой $\operatorname{tg}\varphi = 2(h-\delta)/t$.

Удельный свободный объем (пористость), м³/м³,

$$\varepsilon_н = \frac{ht - 2\delta\dfrac{h-\delta}{\sin\varphi}}{ht} = 1 - \frac{S_т}{2}\delta. \qquad (3.2)$$

Эквивалентный диаметр

$$d_{экв} = 4\varepsilon_н / S_т. \qquad (3.3)$$

В табл. 3.1 приведены характеристики насадок из гофрированной алюминиевой ленты [100].

Для уменьшения осевой теплопроводности насадки на алюминиевой ленте в ряде случаев делают продольные прерывистые прорези, число которых может быть различным в зависимости от высоты дисков. Дли-

Таблица 3.1

Характеристики насадок из гофрированной алюминиевой ленты

Номер насадки регенератора	Угол наклона гофра β, град	Шаг рифления t, мм	Высота гофра h, мм	Толщина ленты δ, мм	Высота диска b, мм	Удельная площадь поверхности $S_т$, м²/м³	Плотность насадки $\rho_н$, кг/м³	Эквивалентный диаметр $d_{экв}$, мм	Удельный свободный объем $\varepsilon_н$, м³/м³
1	45	4,71	2,0	0,46	115	1100	592	2,83	0,78
2	45	3,08	1,2	0,46	115	1640	1040	1,4	0,61
3	45	3,14	1,35	0,46	50	1690	910	1,52	0,66
4	60	4,71	1,9	0,46	50	1260	673	2,38	0,75
5	60	3,14	1,35	0,46	50	1735	927	1,52	0,65
6	60	4,78	2,3	0,9	50	835	985	3,02	0,63

на каждой прорези обычно составляет 50 мм, а интервал между ними 10 мм. Расстояние между рядами прорезей по высоте диска выбирают равным 8—12 мм.

Корпус регенератора, внутри которого укладываются диски из алюминиевой ленты, выполняется сварным из листовой хромоникелевой стали толщиной 10—12 мм. Для того, чтобы исключить смещение насадки, диски размещаются между решетками и стягиваются болтами.

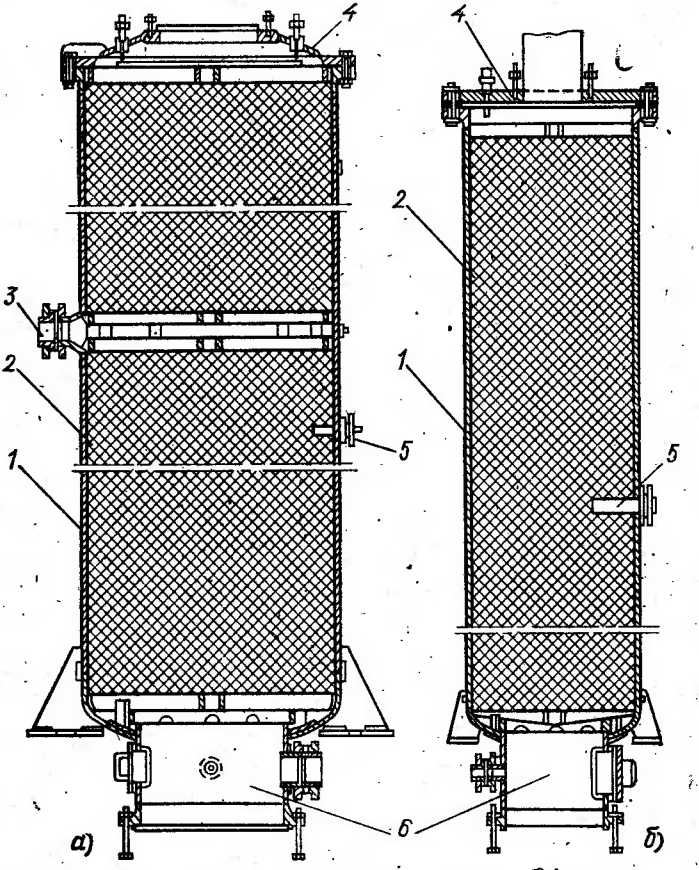


Рис. 3.3. Азотный (*а*) и кислородный (*б*) регенераторы установки Кт-5.

1 — корпус; *2* — насадка; *3* — штуцер для отвода петлевого потока воздуха; *4* — верхняя крышка; *5* — штуцер для термометра; *6* — горловина для присоединения коробки автоматических клапанов.

В азотных регенераторах в средней части насадки устраивается зазор, в зоне которого в корпус вварен штуцер для вывода петлевого воздуха (рис. 3.3) с целью предотвращения забиваемости регенератора кристаллами CO_2 (см. § 3.6).

Насадка регенераторов обычно выполняется секционированной, состоящей из трех-четырех поясов. Верхний пояс заполняется дисками из алюминиевой ленты с крупными гофрами с целью увеличения живого сечения и уменьшения гидравлического сопротивления для прохода теплого газа, имеющего наибольший удельный объем. В направлении к холодному концу удельный объем проходящего через регенератор га-

за уменьшается, поэтому уменьшаются и размеры гофра каждого из расположенных ниже поясов насадки. В нижнем поясе часто используют насыпную каменную насадку, которая обеспечивает более высокую очистку воздуха от примесей по сравнению с дисковой насадкой, что объясняется протеканием процесса адсорбции газообразных компонентов воздуха на поверхности гранул базальта или кварцита.

Экспериментально установлено, что наиболее эффективной является насадка из ленты толщиной 0,65 мм, высотой 50 мм, с шагом рифления 5—6 мм, углом наклона гофра 60°, количеством прорезей в ленте, равным 6, и расстоянием между прорезями 8—9 мм.

В ряде крупных установок применяется лента шириной 115 мм с девятью рядами прорезей.

В табл. 3.2 в качестве примера приведены характеристики насадки регенераторов ВРУ Кт-12 (БР-1), перерабатывающей 60 тыс. м³ воздуха в час.

Таблица 3.2

Характеристика насадок регенераторов установки Кт-12 (БР-1)

Параметры	Верхний пояс регенераторов		Средний пояс регенераторов		Нижний пояс регенераторов	
	азотных	кислородных	азотных	кислородных	азотных	кислородных
Толщина ленты, мм	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46
Высота диска, мм	50	50	50	50	50	50
Шаг гофра, мм	4,71	4,71	3,92	3,92	3,14	3,14
Высота гофра, мм	1,92—2,0	1,92—2,0	1,5—1,6	1,5—1,6	1,0—1,1	1,0—1,1
Угол наклона гофра, град	45	45	45	45	45	45
Число рядов прорезей	2	2	2	2	2	2
Масса насадки, кг на 1000 м³/ч перерабатываемого воздуха	3,32	4,19	4,08	5,17	5,55	7,0
Живое сечение, %	75,3	75,3	70,0	70,0	59,0	59,0
Количество дисков в поясе	16	17	26	27	34	34

Опыт эксплуатации генераторов с насадкой из гофрированной алюминиевой ленты показывает, что оптимальной скоростью газа при нормальных условиях (T_0=273,16 К и p_0=1,01325·10⁵ Па), отнесенной к площади полного сечения аппарата, является скорость 2,5—2,8 м/с. Изменение температуры насадки $\Delta T_н = Q_\tau/(M_н c_н)$ за период τ составляет 35—55 К.

Регенераторы с насыпной каменной насадкой менее эффективны, чем с дисковой. Однако их применение в схемах ВРУ дает возможность получать часть продуктов разделения (азота и кислорода), не загрязненных примесями. Это достигается путем использования встроенного в насадку змеевика, через который отводится часть обратного потока, не участвующего в процессе удаления из объема регенератора возгоняемых CO_2 и H_2O.

На рис. 3.4 показано устройство регенератора со встроенными змеевиками и каменной насадкой. Регенератор состоит из металлического корпуса *1*, внутри которого смонтирован змеевик *2* из алюминиевых труб. Положение змеевика фиксируется кольцом, приваренным к внутренней поверхности корпуса. Гранулы базальта или кварцита засыпаются в корпус регенератора через штуцер *7*. Объем насадки сверху и снизу ограничен дырчатыми обечайкой *4* и конусом *5*, обтянутыми сеткой *6* из нержавеющей стали. Сетки выполняют роль фильтра и не

допускают попадания в поток газов мелких камней и пыли. Удаление насыпной насадки *3* из регенератора осуществляется через штуцер *8*. Взаимодействующие прямой и обратный потоки газов поступают в насадку и отводятся из нее через штуцера *12* и *13*. При этом часть обратного потока подается в змеевик через штуцер *10* и в чистом виде выхо-

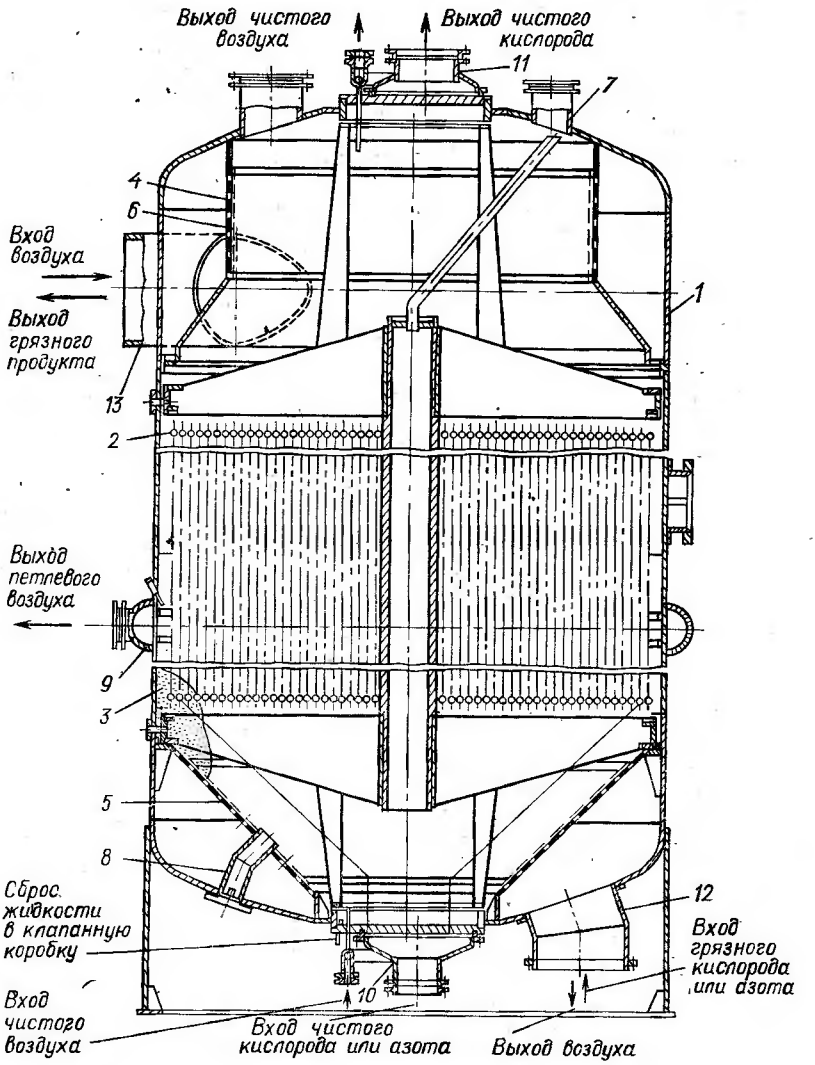


Рис. 3.4. Регенератор со встроенными змеевиками и каменной насадкой.

дит из регенератора через штуцер *11*. Отбор петлевого воздуха осуществляется через коллектор *9*. Вследствие низкого коэффициента теплоотдачи к наружной поверхности труб, отложения на них кристаллов воды и двуокиси углерода и малых значений температурного напора между внешним и внутренним потоками газов (в большей степени это относится к периоду холодного дутья) интенсивность теплопередачи через стенку змеевика низка. Это приводит к увеличению размеров змее-

вика и, следовательно, регенератора в целом в 5—6 раз по сравнению с регенератором с насадкой из алюминиевой ленты. По этой же причине недорекуперация чистых продуктов в 2—3 раза больше недорекуперации обратного потока, проходящего через каменную насадку.

Продолжительность дутья вследствие большой массы насыпной насадки возрастает до 9—10 мин, что заметно снижает взаимные перетоки газов при переключении потоков, облегчает работу системы клапанов и упрощает условия регулирования температурного режима регенераторов.

Используемые в регенераторах в качестве материала насадки базальт и кварцит обладают высокой прочностью, малой истираемостью, большой плотностью и теплоемкостью (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Свойства материалов насыпных насадок регенераторов

Материал	Плотность, кг/м³	Твердость по Шору	Временное сопротивление, МПа	Потери[1] на истирание, г/см²	Теплоемкость, кДж/(кг·К), в интервале температур, К		Теплопроводность, Вт/(м·К), в интервале температур, К	
					90—293	273—293	90—228	90—247
Кварцит (шокшинский)	2600	86	328,0	0,08	0,628	—	1,29	—
Базальт	3070	79	300,0	0,45	0,523	0,67	—	0,48

[1] Потери на истирание определяются на круге Амслера—Дорри.

Средние свободный объем и плотность насыпных каменных насадок практически не зависят от размера гранул и примерно равны 0,42 м³/м³ и 1740 кг/м³.

Удельная площадь поверхности насадки $S_т$, являющаяся функцией среднего размера гранул d, может быть найдена с помощью экспериментально установленной зависимости, представленной на рис. 3.5.

Живое сечение для прохода газа в каменных насадках в среднем в 1,5 раза меньше, чем в дисковых. Вследствие этого для получения приемлемых гидравлических сопротивлений скорость потока газа при нормальных условиях, отнесенная к полному сечению генератора, должна быть уменьшена в 2—2,5 раза (1—1,2 м/с). Соответственно и диаметр корпуса регенератора с насыпной насадкой должен быть увеличен по сравнению с регенератором, насадка которого выполнена из алюминиевой ленты. Изменение температуры каменной насадки $\Delta T_н$ за период τ обычно лежит в пределах 35—45 К.

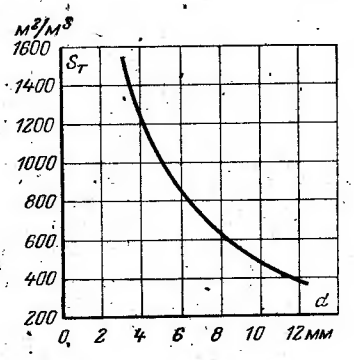


Рис. 3.5. Зависимость удельной поверхности $S_т$ насыпных насадок от размера гранул d.

Как указывалось ранее (§ 2.9), регенераторы с насыпной насадкой по своим технико-экономическим показателям уступают пластинчато-ребристым реверсивным теплообменникам, использование которых в ВРУ в целях получения чистых продуктов разделения предпочтительнее. Необходимо однако, учитывать, что применение реверсивных теплообменников требует более высокой надежности системы переключения газовых потоков и автоматической стабилизации температурного режима из-за повышенной опасности попадания больших количеств

двуокиси углерода и углеводородов в ректификационные колонны и конденсаторы-испарители. Кроме того, существуют определенные трудности в обеспечении необходимого соотношения расходов теплого и холодного газов во всех пакетах.

По сравнению с регенераторами, насадка которых выполнена из алюминиевой гофрированной ленты, пластинчато-ребристые реверсивные аппараты не имеют заметных преимуществ, а по некоторым показателям даже уступают им.

Таблица 3.4

Сравнение технических характеристик регенераторов и реверсивных теплообменников

Показатели	Установка производительностью 30 тыс. м³/ч технического сухого кислорода (180 тыс. м³/ч перерабатываемого воздуха)		Установка производительностью 70 тыс. м³/ч технического влажного кислорода (350 тыс. м³/ч перерабатываемого воздуха)	
	Регенераторы с насыпной насадкой и змеевиком	Реверсивные теплообменники	Регенераторы с насадкой из алюминиевой ленты	Реверсивные теплообменники
Объем, занимаемый реверсивными теплообменниками, в процентах объема, занимаемого регенераторами	100	64	100	100
Масса реверсивных теплообменников в процентах массы регенераторов	100	30	100	55
Приведенные затраты на единицу продукта, руб/1000 м³	9,75	8,8	6,58	7,18
Относительные приведенные затраты на единицу продукта	100	90,2	100	109
Количество аппаратов, шт.	12	40	10	72
Длительность пускового периода, ч	60—70	40—50	50	40
Потери воздуха при переключениях газовых потоков в процентах количества перерабатываемого воздуха	3	1 (при цикле 30 мин)	5	1 (при цикле 30 мин)

Для иллюстрации в табл. 3.4 приведены сопоставимые характеристики блоков реверсивных теплообменников и регенераторов обоих типов крупных ВРУ.

Регенераторы ГХМ по конструктивному оформлению и условиям работы отличаются от регенераторов ВРУ. Размещаются они, как правило, во вредном пространстве рабочего объема поршневой машины и попеременно омываются одним и тем же газом, давление и скорость которого существенно меняются в течение периода. Изменение направления потока обусловлено возвратно-поступательным движением поршней и поршней-вытеснителей. Продолжительность одного цикла определяется, таким образом, числом оборотов привода машины.

Использование регенераторов в газовых холодильных машинах рассмотрим на примере установки, работающей по обратному циклу Стирлинга[1] (рис. 3.6).

[1] Цикл, предложенный Стирлингом как силовой в 1816 г., позднее, в 1834 г., был использован Гершелем в качестве холодильного. На базе этого цикла разработана эффективная холодильная машина.

В левой, компрессионной части ГХМ газ изотермически сжимается, отдавая теплоту q_0 охлаждающей среде (изотерма *1-2*). Затем газ понижает свою температуру, проходя через холодную насадку регенератора в правую, детандерную часть ГХМ (изохора *2-3*). В детандере осуществляется изотермическое расширение газа с подводом теплоты q от охлаждаемой среды (изотерма *3-4*), после чего газ снова поступает в левую часть цилиндра, охлаждая при этом насадку регенератора (изохора *4-1*).

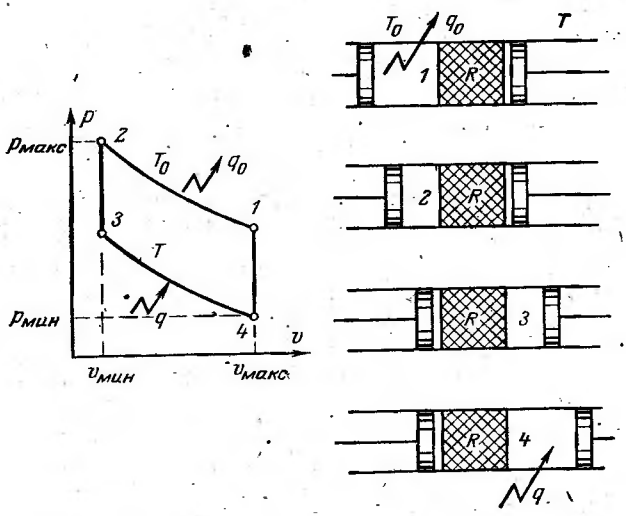


Рис. 3.6. Холодильный цикл Стирлинга.
R — регенератор.

Достаточно высокие тепловые нагрузки регенераторов ГХМ, размеры которых ограничены объемом вредного пространства, могут быть обеспечены только за счет сильно развитой поверхности теплообмена. Этим условиям отвечают насадки из тонкой (диаметром в несколько сотых долей миллиметра) проволоки в виде ватообразной структуры или пластин из мелкой сетки (рис. 3.7). Материалом для изготовления проволоки служат медь, латунь или бронза, обладающие высокой теплопроводностью. Удельная площадь поверхности $S_т$ таких насадок в отдельных случаях достигает примерно 10^5 м^2/м^3.

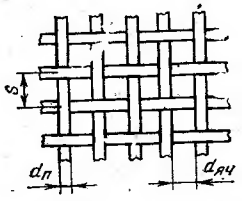


Рис. 3.7. Сетчатая насадка регенератора ГХМ.

В табл. 3.5 [110] представлены характеристики насадок, изготовленных из свободно уложенных, прессованных и спеченных сеток четырех типоразмеров, выполненных из латуни ($\rho_м$ = =8550 кг/м^3) и бронзы ($\rho_м$=8750 кг/м^3). Эти характеристики легко определяются, если известны размеры и способ упаковки сеток.

В частности, для случая свободной укладки количество сеток в насадке высотой H

$$n_т = H/(2{,}2d_п). \qquad (3.4)$$

Удельная площадь поверхности

$$S_т = F/V = 1{,}82m_1/(d^2_п\rho_м), \qquad (3.5)$$

где m_1 — масса 1 м² сетки; $m_1 = M_1/n_т$, здесь $n_т$ определяется из (3.4) при $H = 1$ м.

Удельный свободный объем

$$\varepsilon_н = 1 - \frac{m_1}{2{,}2 d_{пр} \rho_м}. \qquad (3.6)$$

Для нахождения эквивалентного диаметра $d_{экв}$ используется соотношение (3.3).

3.2. Сравнение регенераторов с рекуператорами

Несмотря на то, что условия переноса теплоты от одного потока к другому в регенераторах и рекуператорах принципиально различны, уравнения теплопередачи для обоих типов аппаратов могут быть представлены в идентичной форме.

Действительно, количество теплоты, передаваемое через элементарную поверхность dF за время τ в рекуперативном теплообменнике, определяется системой уравнений

$$\left.\begin{aligned} dQ &= \bar{\alpha}_1^{рек}(T_1 - T_с^т)\,\tau\,dF; \\ dQ &= \bar{\alpha}_2^{рек}(T_с^х - T_2)\,\tau\,dF, \end{aligned}\right\} \qquad (3.7)$$

где T_1 и T_2 — температуры греющего и нагреваемого теплоносителей в рассматриваемом сечении аппарата; $T^т_с$ и $T^х_с$ — температуры поверхности теплообмена с «теплой» и «холодной» стороны; $\bar{\alpha}_1^{рек}$ и $\bar{\alpha}_2^{рек}$ — средние коэффициенты теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого потоков газа.

Для периодов теплого и холодного дутья регенератора справедливы уравнения

$$\left.\begin{aligned} dQ &= \bar{\alpha}_1^{рег}(\bar{T}_1 - \bar{T}_н^{нагр})\,\tau\,dF; \\ dQ &= \bar{\alpha}_2^{рег}(\bar{T}_н^{охл} - \bar{T}_2)\,\tau\,dF, \end{aligned}\right\} \qquad (3.8)$$

где $\bar{T}_1$ и $\bar{T}_2$ — средние во времени температуры прямого и обратного потоков газа; $\bar{T}_н^{нагр}$ и $\bar{T}_н^{охл}$ — средние за периоды нагрева и охлаждения температуры элемента поверхности насадки dF; $\bar{\alpha}_1^{рег}$ и $\bar{\alpha}_2^{рег}$ — средние во времени коэффициенты теплоотдачи в регенераторе в периоды теплого и холодного дутья.

Очевидно, что в первом случае процессы нагрева и охлаждения взаимодействующих потоков совмещены в одном теплообменнике, в то время как во втором случае для их одновременной реализации требуются два аппарата, т. е. один рекуператор эквивалентен двум регенераторам.

Если принять, что площади внешней и внутренней поверхностей теплообмена рекуператора одинаковы и соответствующие средние коэффициенты теплоотдачи в обоих аппаратах равны между собой, т. е.

$$\bar{\alpha}_1^{рек} = \bar{\alpha}_1^{рег} = \bar{\alpha}_1;\ \bar{\alpha}_2^{рек} = \bar{\alpha}_2^{рег} = \bar{\alpha}_2,$$

то для передачи одного и того же количества теплоты за период времени τ суммарная площадь поверхности двух регенераторов должна быть в 2 раза большей по отношению к рекуператору.

Уравнения (3.7) и (3.8) в этом случае могут быть записаны в виде

$$dQ = \bar{k}\,[(T_1 - T_2) - \Delta T_c]\,\tau\,dF; \qquad (3.9)$$

$$dQ = \bar{k}\,[(\bar{T}_1 - \bar{T}_2) - h_m]\,\tau\,dF, \qquad (3.10)$$

где $\bar{k} = 1/(1/\bar{\alpha}_1 + 1/\bar{\alpha}_2)$ — средний коэффициент теплопередачи; ΔT_c — температурный перепад на разделительной стенке рекуператора; h_m — температурный гистерезис, равный разности средних во времени температур элемента поверхности насадки dF за периоды нагрева и охлаждения (см. ниже).

Величины ΔT_c и h_m, входящие в соотношения (3.9) и (3.10), обусловливающие отличие их друг от друга, имеют совершенно различное физическое содержание. Если температурный перепад ΔT_c рекуператора при заданной тепловой нагрузке зависит только от термического сопротивления стенки $\delta_{ст}/\lambda_{ст}$ и может быть легко вычислен, то температурный гистерезис h_m обусловлен сложным характером нестационарного теплообмена между потоком газа и насадкой, что, естественно, вызывает большие трудности его определения.

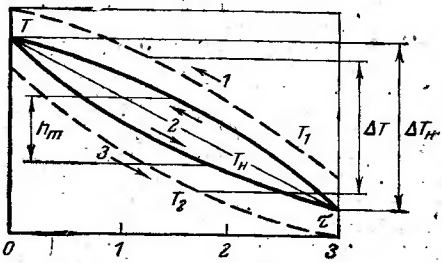


Рис. 3.8. Характерное изменение во времени температур поверхности насадки и газов.
1 — воздух; *2* — насадка; *3* — азот.

Разность между средними значениями температур поверхности насадки при нагреве и охлаждении (рис. 3.8) в общем случае уменьшается при уменьшении продолжительности теплого и холодного дутья τ, толщины элементов насадки δ и при увеличении температуропроводности материала a. Стремление уменьшить температурный гистерезис предопределяет использование насадок с тонкими элементами, материал которых обладает высокой теплопроводностью (дисковые насадки из гофрированной алюминиевой ленты). Однако в этом случае определяющее воздействие на значение h_m начинают оказывать протекающие процессы кристаллизации и сублимации, частичной конденсации воздуха на холодном конце насадки регенератора, а также постоянство температур потоков газов на входе в аппарат. Перечисленные факторы наиболее сильно проявляются на концах регенератора, в силу чего в направлении к центру насадки температурный гистерезис обычно снижается.

3.3. Температурный режим работы регенераторов

Температурный режим работы регенераторов теоретически изучен достаточно хорошо. В 1928 г. Нуссельтом были опубликованы результаты аналитического исследования процессов нагрева и охлаждения теплоаккумулирующих масс. Позднее Гаузен подробно рассмотрел вопросы теплового расчета регенераторов, работающих в установившемся периодическом режиме после большого числа переключений. Исследова-

ния советских ученых [4, 6, 38, 59—61, 86—90, 93, 98, 109] существенно расширили наши знания о процессах, протекающих в регенеративных теплообменных аппаратах.

Рассмотрим установившийся режим работы регенератора, при котором в любом произвольно выбранном его сечении температуры насадки и газовых потоков в течение каждого двойного периода претерпевают одинаковые изменения.

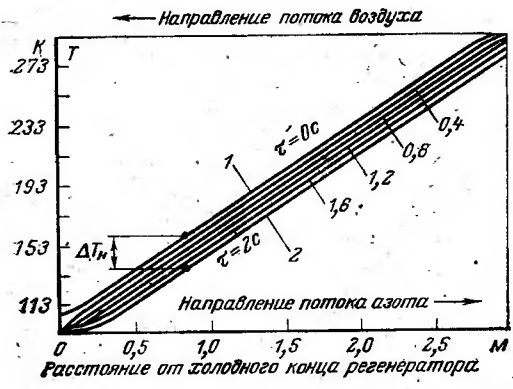


Рис. 3.9. Изменение температуры насадки по длине регенератора в установившемся режиме.
1, 2 — начало и конец холодного периода.

Распределение температуры насадки по длине регенератора для различных моментов времени в простейшем случае равенства водяных эквивалентов и давлений прямого и обратного потоков, малой продолжительности периодов холодного и теплого дутья, а также постоянства теплофизических характеристик насадки и газов изображено на рис. 3.9. Верхняя и нижняя линии характеризуют предельные значения температуры насадки в течение каждого периода (в данном случае продолжительность периода $\tau=2$ мин). Как видно, характер распределения температуры близок к линейному, за исключением концов регенератора, где имеет место некоторое искривление прямых вследствие постоянства начальных температур прямого и обратного потоков на входе в аппарат. Аналогично изменяются температуры газовых потоков, причем в период теплого дутья температура газа (воздуха) на 1,5—2,0 К выше температуры насадки, а в период холодного дутья температура обратного потока (азота или кислорода) также на 1,5—2,0 К ниже температуры насадки.

В любом сечении регенератора разность средних температур потоков газов $\Delta\overline{T}_г$ остается неизменной. Действительно, если для элемента насадки регенератора длиной dx записать уравнение баланса

$$G_1c_{p1}(\overline{T}'_1-\overline{T}''_1)=G_2c_{p2}(\overline{T}''_2-\overline{T}'_2), \qquad (3.11)$$

то из условия равенства водяных эквивалентов $G_1c_{p1}=G_2c_{p2}$ следует, что

$$(\overline{T}'_1-\overline{T}''_2)=(\overline{T}''_г-\overline{T}'_2)=\Delta\overline{T}_г=\text{const}. \qquad (3.12)$$

Существование линейного закона изменения температур газов по длине насадки рассматриваемого идеального регенератора следует из уравнения

$$\overline{k}(\Delta\overline{T}_г-h_m)F^1dx=G_2c_{p2}d\overline{T}_2, \qquad (3.13)$$

которое при температурном гистерезисе $h_m\to 0$ (что справедливо для условия малой продолжительности периода τ) приводит к соотношению

$$\overline{T}_2=\frac{\overline{k}F^1}{G_2c_{p2}}\Delta\overline{T}_г x+\text{const}, \qquad (3.14)$$

где $\overline{k} = 1/(1/\overline{\alpha_1} + 1/\overline{\alpha_2})$ — средний коэффициент теплопередачи; F^1 — площадь поверхности насадки, приходящаяся на 1 м длины регенератора; x — расстояние от холодного конца регенератора; h_m — локальный температурный гистерезис для рассматриваемого элемента насадки.

Выражение (3.14), как видим, является уравнением прямой линии.

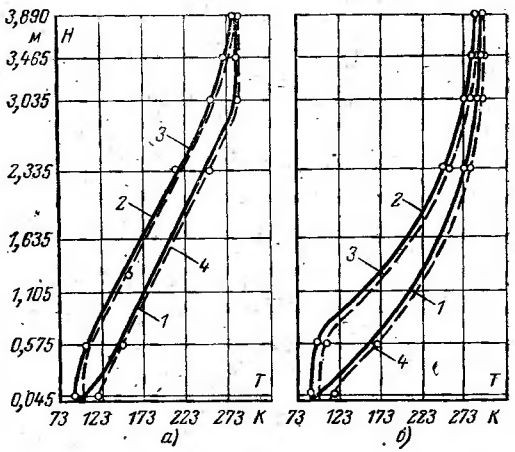


Рис. 3.10. Изменение средней температуры прямого и обратного газовых потоков по длине регенератора.
а — $G_2c_{p2}/(G_1c_{p1})=0{,}975$, давление воздуха 0,42 МПа, расход воздуха 370 м³/ч; *б* — $G_2c_{p2}/(G_1c_{p1})=0{,}95$, давление воздуха 0,43 МПа, расход воздуха 365 м³/ч; *1* — начало холодного дутья; *2* — конец холодного дутья; *3* — начало теплого дутья; *4* — конец теплого дутья.

Опытами [32] установлено, что в реальных аппаратах наблюдаются заметные отклонения закона распределения средних температур газа и насадки по длине регенератора от линейного (рис. 3.10). При этом петля гистерезиса и характер изменения температуры насадки и газа во времени в различных сечениях регенератора различны (рис. 3.11).

На теплом конце регенератора вследствие неизменной температуры прямого потока газа (сжатого воздуха) температура насадки за время

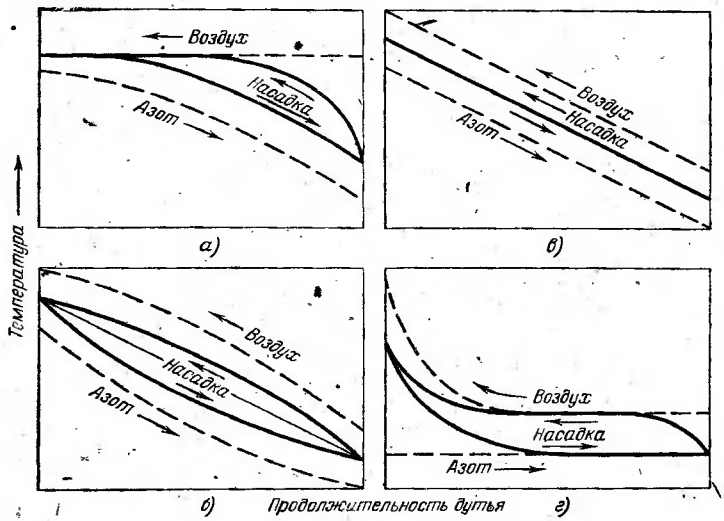


Рис. 3.11. Характер изменения температуры газовых потоков и насадки регенератора в течение цикла.
а — на теплом конце регенератора; *б* — на некотором расстоянии от теплого и холодного концов; *в* — в середине регенератора; *г* — на холодном конце регенератора.

двойного периода изменяется по замкнутой кривой, характерная форма которой показана на рис. 3.11,*а*.

Аналогичные условия постоянства температуры входящего в аппарат газа (азота или кислорода) наблюдаются на холодном конце регенератора. При этом дополнительным фактором, влияющим на характер изменения температуры насадки, является частичная конденсация выходящего потока воздуха в начале периода теплого дутья, когда температура поверхности теплообмена меньше температуры насыщения воздуха. Естественно, что температура воздуха за время его конденсации остается постоянной и равной T_s. Характерные кривые изменения температуры насадки и газов для рассматриваемого сечения регенератора представлены на рис. 3.11,*г*.

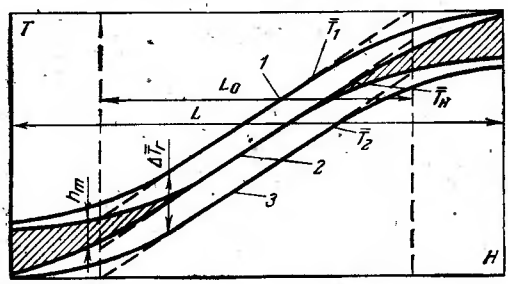


Рис. 3.12. Изменение температур насадки и газов по длине идеального (— — —) и реального (———) регенераторов.
1 — прямой поток; *2* — насадка; *3* — обратный поток.

По мере удаления от концов аппарата температурная петля гистерезиса уменьшается, приобретая симметричную форму (рис. 3.11,*б*), и в середине регенератора (при достаточно большой его длине), где условия теплообмена для прямого и обратного потоков примерно одинаковы, может наблюдаться линейное изменение температуры поверхности насадки во времени (рис. 3.11,*в*).

При условии, что в середине насадки $h_m=0$, Гаузен предложил приближенную формулу для расчета температурного гистерезиса в любом сечении регенератора

$$h_m = C\Delta\bar{T}_г \frac{4}{H^2}\left(x - \frac{H}{2}\right)^2, \qquad (3.15)$$

где C — безразмерная постоянная [21]: $C = 1 - \frac{2}{\Pi/2 + 2}$, здесь Π — приведенное время [см. (3.24)]; $\Delta\bar{T}_г$ — средняя во времени разность температур газов в рассматриваемом сечении регенератора; H — длина регенератора; x — расстояние от конца регенератора.

Из (3.15) следует, что при $x=0$ и $x=H$ наблюдается максимальное значение гистерезиса, равное

$$h_m^{макс} = C\Delta\bar{T}_г. \qquad (3.16)$$

Подставив (3.15) в (3.13), можно получить закон изменения средней температуры холодного газа по длине регенератора

$$\bar{T}_2 = \frac{\bar{k}F^1}{G_2 c_{p2}} \Delta\bar{T}_г H\left[\frac{x}{H} - \frac{C}{6}\left(\frac{2x}{H} - 1\right)^3\right] + \text{const}. \qquad (3.17)$$

Для теплого газа

$$\bar{T}_1 = \bar{T}_2 + \Delta\bar{T}_г. \qquad (3.18)$$

Сравнивая изменение средних температур газов и насадки по длине идеального ($\tau \to 0$, $h_m \to 0$) и реального регенераторов (рис. 3.12), можно видеть, что при одинаковых температурах газов на концах аппа-

рата размеры (длина) реального регенератора больше, чем идеального. Если для реального регенератора при конечном $\bar{h}_m$ средний температурный напор между газом и поверхностью насадки равен $(\overline{\Delta T}_г - \bar{h}_m)/2$, то при уменьшении длительности периода переключения клапанов $\bar{h}_m \longrightarrow 0$ (идеальный регенератор) и температурный напор увеличивается до значения $\overline{\Delta T}_г/2$.

Различие в средних температурных напорах объясняет худшие условия теплообмена между газом и насадкой в реальном регенераторе, приводящие к необходимости увеличения его размеров.

Для удобства описания температурного режима работы регенераторов Гаузен предложил использовать два безразмерных комплекса — приведенную длину Λ и приведенное время Π, получаемые из рассмотрения дифференциальных уравнений теплового баланса для элемента насадки регенератора dx и времени $d\tau$:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_\tau = \frac{\bar{\alpha}F^1}{Gc_p}(T - T_н); \tag{3.19}$$

$$\left(\frac{\partial T_н}{\partial \tau}\right)_x = \frac{\bar{\alpha}F^1}{M^1_н c_н}(T_н - T), \tag{3.20}$$

где $M^1_н$ — масса 1 м длины насадки; F^1 — площадь поверхности 1 м насадки; $\bar{\alpha}$ — средний коэффициент теплоотдачи от газа к насадке.

Если обозначить комплекс $\frac{\bar{\alpha}F^1}{Gc_p}x$ символом λ, а $\frac{\bar{\alpha}F^1}{M^1_н c_н}\tau$ символом π, то уравнения (3.19) и (3.20) можно записать в виде

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \lambda}\right)_\pi = T - T_н; \tag{3.21}$$

$$\left(\frac{\partial T_н}{\partial \pi}\right)_\lambda = T_н - T. \tag{3.22}$$

Выполненное преобразование позволяет, таким образом, представить изменение температуры газов и насадки регенератора в виде функции двух переменных π и λ. В практике расчета регенераторов используют следующую форму записи безразмерных параметров:

$$\Lambda = \bar{\alpha}F/(Gc_p) \text{ — приведенная длина;} \tag{3.23}$$

$$\Pi = \frac{\bar{\alpha}F}{M_н c_н}\tau \text{ — приведенное время,} \tag{3.24}$$

где F — полная площадь поверхности насадки регенератора; c_p, $c_н$ — удельные теплоемкости газа и материала насадки соответственно; $M_н$ — масса всей насадки регенератора; τ — продолжительность периода переключения G — расход газа.

На основании теории подобия можно утверждать, что для регенераторов, имеющих одинаковые значения Λ и Π, распределения температур газов и насадки по длине аппарата будут подобны.

С помощью безразмерных параметров Λ и Π можно оценить значение одной из важнейших температурных характеристик регенератора

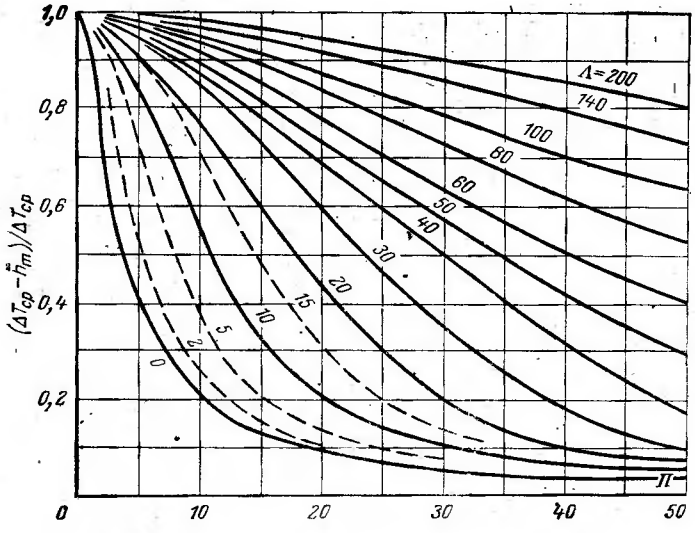


Рис. 3.13. Зависимость петли гистерезиса от П и Λ.

$\bar{h}_m$. На рис. 3.13 представлена зависимость безразмерного среднего температурного гистерезиса $(\Delta T_{cp}-\bar{h}_m)/\Delta T_{cp}$ от приведенных времени П и длины Λ. Величина ΔT_{cp} представляет собой осредненный по времени и длине регенератора перепад температур между прямым и обратным потоками газов.



Рис. 3.14. Схема регенератора.

В приведенных соотношениях использовались осредненные параметры, характеризующие температурный режим работы регенератора. Учет зависимости температур насадки и потоков газов от τ и x существенно усложняет расчет регенераторов и делает его весьма трудоемким [109].

Температурный режим работы регенераторов ГХМ имеет свои особенности. Отсутствие кристаллизации и сублимации H_2O и CO_2, а также практическое равенство нулю температурного гистерезиса ($\bar{h}_m=0$) вследствие чрезвычайно малой продолжительности периода τ между изменениями направления движения потока газа (для машины «Филипс» с частотой вращения вала 1450 об/мин, например, $\tau\approx 0{,}02$ с) упрощают расчет регенератора.

Вместе с тем в регенераторах ГХМ параметры потока (давление, температура, скорость), а также теплофизические свойства газа и насадки резко изменяются во времени и по длине регенератора в течение одного периода τ вследствие неравномерной скорости перемещения поршней в цилиндре и изменения объема между ними. По этой же причине коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и температурный напор $\Delta T=T-T_н$ также переменны по времени и длине насадки. Учет всех этих факторов практически невозможен, поэтому используют приближенные методы расчета регенераторов ГХМ [4, 92], которые все же остаются достаточно сложными.

Оценка размеров регенератора может быть получена, если провести осреднение параметров потока по времени и длине насадки с последую-

щим вычислением Q, $k_{ср}$ и $\Delta T_{ср}$ и использованием соотношения

$$F=Q/(k_{ср}\Delta T_{ср}). \qquad (3.25)$$

Пример поверочного расчета регенератора ГХМ дан ниже.

3.4. Оценка эффективности регенератора

На рис. 3.14 приведена схема регенератора с прямым G_1 и обратным G_2 потоками газов. Тепловая нагрузка регенератора равна:

$$Q=G_2c_{p2}(T''_2-T'_2).$$

Очевидно, что максимальное количество теплоты $Q_{ид}$, которое может быть передано в регенераторе, соответствует условиям, когда $T''_2=T'_1$:

$$Q_{ид}=G_2c_{p2}(T'_1-T'_2).$$

Эффективность регенератора (термический КПД) определяется как

$$\eta_т=Q/Q_{ид}, \qquad (3.26)$$

что при одинаковых водяных эквивалентах обоих потоков записывается:

$$\eta_т=\frac{T''_2-T'_2}{T'_1-T'_2}. \qquad (3.27)$$

В расчетной практике чаще используют не величину $\eta_т$, а величину относительных потерь от недорекуперации

$$1-\eta_т=(Q_{ид}-Q)/Q_{ид}=\Delta Q_{нед}/Q_{ид} \qquad (3.28)$$

или с учетом (3.27)

$$1-\eta_т=\frac{T'_1-T''_2}{T'_1-T'_2}=\frac{\Delta T_{нед}}{T'_1-T'_2}. \qquad (3.29)$$

Согласно [98] величина $1-\eta_т$ применительно к регенераторам ВРУ может быть определена как функция безразмерных комплексов П и Л.

Для регенераторов без отбора воздуха из середины аппарата

$$1-\eta_т=\frac{2}{\Lambda+2}+0{,}07\frac{\Pi}{\Lambda}-0{,}0217\frac{\Pi}{\Lambda}(1-n), \qquad (3.30)$$

где $n=G_2c_{p2}/(G_1c_{p1})$ — отношение водяных эквивалентов обратного и прямого потоков.

Эмпирическое уравнение (3.30) справедливо при значениях П$=$ $=14{,}5\div58$; Л$=75\div400$.

При наличии отбора из регенератора части прямого потока воздуха (с целью обеспечения условий незабиваемости насадки) относительные потери от недорекуперации

$$1-\eta_т=\frac{2}{\Lambda+2}+0{,}07\frac{\Pi}{\Lambda}+11{,}7\frac{\Pi}{\Lambda}m, \qquad (3.31)$$

где m — отношение количеств отводимого потока воздуха и всего прямого потока.

Соотношение (3.31) можно использовать при значениях $n=1$ и $m=0{,}08 \div 0{,}15$.

Полученные в [98] результаты графически представлены на рис. 3.15.

Потери от недорекуперации $\Delta Q_{\text{нед}}$ во встроенном регенераторе ГХМ при температуре охлаждения до 70 К можно представить в виде суммы двух составляющих [93]:

$$\Delta Q_{\text{нед}} = \Delta Q_{\text{нед I}} + \Delta Q_{\text{нед II}}, \qquad (3.32)$$

где $\Delta Q_{\text{нед I}}$ — потери, обусловленные температурными напорами между газом и насадкой; $\Delta Q_{\text{нед II}}$ — потери вследствие колебаний температуры насадки.

Для определения первой составляющей потерь от недорекуперации достаточно по средним за период τ значениям тепловой нагрузки и расхода определить длину эквивалентного аппарата $l_{\text{экв}}$ и затем, разбив рабочий период τ на n промежутков времени ($n=8 \div 10$), вычислить

$$\Delta Q_{\text{нед I}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\Delta m_{1i} c_{p1} (T_m - T_x) \pm V \Delta p_i}{\bar{\alpha}_{1i} F l_{\text{экв}} \Delta\tau} l \Delta m_{1i} c_{p1}, \qquad (3.33)$$

где Δm_{1i} — количество газа, протекающего в одном направлении через входной участок насадки ($x=0$) за промежуток времени $\Delta\tau=\tau/n$; c_{p1} — теплоемкость газа при $T=T_m$; T_m и T_x — температура на теплом и холодном концах регенератора; V — объем газовой полости; Δp_i — приращение давления за рассматриваемый промежуток времени $\Delta\tau$ (знак плюс соответствует теплому дутью, минус — холодному); α_{1i} — со-

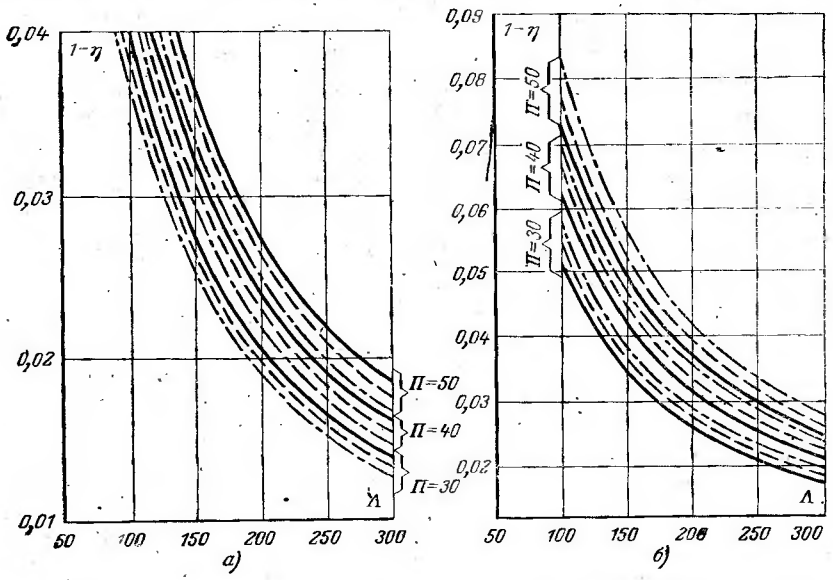


Рис. 3.15. Зависимость относительных потерь от недорекуперации $I-\eta$ от приведенной длины Λ и приведенного времени Π.

а — регенератор без отбора воздуха (——— — $n=1$; — — — — $n=0{,}975$; —·—·— — $n=0{,}95$); *б* — регенератор с отбором воздуха (——— — $n=0{,}08$; — — — — $m=0{,}1$; —·—·— — $m=0{,}12$).

ответствующий данному расходу и температуре T_m средний коэффициент теплоотдачи; F — площадь поверхности нагрева насадки; l — действительная длина регенератора.

Вторая составляющая потерь от недорекуперации

$$\Delta Q_{\text{нед II}} = \frac{(m_1 c_{p1})^3 (T_m - T_x) l^2}{9 (M_{\text{н}} c_{\text{н1}} l_{\text{экв}})^2}, \qquad (3.34)$$

где m_1 — полное количество газа, протекающего в одном направлении через сечение $x=0$ (на теплом конце регенератора); $M_н$ — масса насадки; $c_{н1}$ — теплоемкость насадки при $T=T_m$.

Регенератор с переменными теплоемкостями насадки и газа, с изменяющимися по длине расходом и коэффициентами теплоотдачи можно заменить эквивалентным, у которого расход, физические константы газа и насадки постоянны.

Для того, чтобы определить длину эквивалентного регенератора $l_{экв}$, нужно, задавшись линейным законом изменения температуры насадки по длине, вычислить значения $\Delta Q'_i$ для каждого из n участков и воспользоваться соотношением

$$l_{экв}\frac{l}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{\Delta Q'_i}{\Delta Q'_1}, \tag{3.35}$$

где $\Delta Q'_i = m'_i c'_{pi} Q'_i \left(\frac{1}{\bar{\alpha}'_{1i}\tau_i \Delta F_i}+\frac{1}{\bar{\alpha}'_{2i}\tau_i \Delta F_i}+\frac{1}{2\Delta M_{нi} c'_{нi}}\right)$; $Q'_i = \Delta T'_i m'_i c'_{pi} - \Delta V_i (p_2 - p_1)$ — тепловая нагрузка рассматриваемого участка при прямом дутье; $\Delta T'_i = (T_m - T_x)/n$ — перепад температуры на концах участка регенератора; $m'_i = m'_{i-1} - \frac{V}{nR}\left(\frac{p_2-p_1}{T'_{ср(i-1)}+0{,}5\delta T'_{i-1}}\right)$ — расход газа при прямом дутье через участок; ΔV_i — объем газовой полости на участке; R — газовая постоянная; $T'_{ср\,i}$ — средняя температура насадки; $\delta T'_i = nQ_i/(\Delta M_{нi} c_{нi})$ — амплитуда колебания температуры насадки; c'_{pi} и $c'_{нi}$ — теплоемкость газа и насадки при $T'_{ср\,i}$; $\bar{\alpha}_{1i}$ и $\bar{\alpha}_{2i}$ — средние коэффициенты теплоотдачи на рассматриваемом участке; ΔF_i и $\Delta M_{нi}$ — площадь теплопередающей поверхности и масса участка насадки.

Расчеты, выполненные на ЭВМ, показали, что относительные потери от недорекуперации $(1-\eta_т)=\Delta Q_{нед}/Q_{нд}$ в зависимости от приведенной теплоемкости насадки $r_0=M_н c_{н1}/(m_1 c_p \tau)$, изменяющейся от 3 до 10, лежат в интервале значений от 0,05 до 0,02, уменьшаясь с ростом r_0.

3.5. Теплопередача в регенераторах

При расчете регенераторов удобно пользоваться величинами, отнесенными к единице объема:

коэффициент теплоотдачи, Вт/(м³·К),

$$\bar{\alpha}_V = \bar{\alpha} S_т; \tag{3.36}$$

приведенная длина

$$\Lambda = \bar{\alpha}_V V/(Gc_p); \tag{3.37}$$

приведенное время

$$П = \frac{\bar{\alpha}_V V}{M_н c_н}\tau; \tag{3.38}$$

число Нуссельта

$$\overline{Nu}_V = \bar{\alpha}_V d^2_{экв}/\lambda. \tag{3.39}$$

Согласно [86] средний за период τ коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_V$ для насадок из гофрированной ленты с продольными прорезями может быть найден из уравнения

$$\overline{Nu}_V = 2{,}36 Re^{0{,}76}\left(\frac{b}{d_{экв}}\right)^{-m}\left(\frac{\delta}{\delta_0}\right)^{-0{,}392}\left(1+\frac{d_{экв}\cos\beta}{t}\right)\times$$
$$\times\left(\frac{1}{n_{пр}\cos\beta}\right)^{-0{,}187}\frac{t}{t_0}, \tag{3.40}$$

справедливого при $60<Re<700$.

Здесь b — высота диска из гофрированной ленты; β — угол рифления; t_0=3,14 мм — шаг рифления, принятый за эталон; δ_0=0,4 мм — толщина ленты, принятая за эталон; $m=0{,}759+7{,}05/b$.

Для расчета теплоотдачи в регенераторах с насыпной насадкой можно применять зависимость [84]

$$\overline{\mathrm{Nu}}_V = 0{,}3\,\mathrm{Re}^{0{,}8}\varepsilon_н^{0{,}75}. \qquad (3.41)$$

В обоих уравнениях число Рейнольдса $\mathrm{Re}=w_ф d_{экв}/\nu$ вычисляется по скорости фильтрации $w_ф$, связанной со скоростью w, отнесенной к полному сечению насадки, и диаметром D аппарата следующими зависимостями:

$$w_ф = w/\varepsilon_н; \qquad (3.42)$$

$$D = 1{,}13\sqrt{G/(\rho w_ф \varepsilon_н)}, \qquad (3.43)$$

где G — массовый расход газа; ρ — плотность газа при средней температуре потока; $\varepsilon_н$ — удельный свободный объем для насадок из алюминиевой ленты, определяемый по формуле (3.2), для насыпных насадок постоянен и равен 0,42. Геометрический размер $d_{экв}$ находится по формуле (3.3).

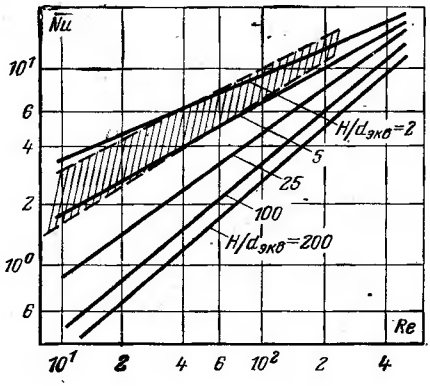


Рис. 3.16. Теплоотдача в сетчатых насадках регенераторов.
— — — — — сетки с $d_н$=0,193÷0,343 мм; $H/d_{экв}$=4÷20; ——— по [59] (сетки 004; 007; 0112; $H/d_{экв}$=2÷200).

Процесс теплообмена в сетчатых насадках регенераторов ГХМ значительно осложнен вследствие того, что изменение давления в течение τ вызывает неравномерный по длине объемный расход газа и приводит к изменениям плотности теплового потока q, а также вследствие того, что физические свойства газа и материала насадки меняются в широких пределах по длине регенератора и во времени.

Результаты экспериментальных исследований процесса теплообмена в сетчатых насадках [59], выполненных в условиях стационарного режима, представлены на рис. 3.16. Легко видеть, что на интенсивность переноса теплоты, помимо геометрических размеров сетки и режима течения газа, заметное влияние оказывает величина $H/d_{экв}$, причем степень этого влияния уменьшается с ростом относительной длины насадки. Авторы [59] отмечают, что в насадках из большого числа сеток, т. е. с высоким значением $H/d_{экв}$, проявляется стабилизирующее действие насадки на поток газа, гасящее турбулентные пульсации, что приводит к снижению интенсивности теплообмена.

Согласно [59] для насадок с величиной $H/d_{экв}\leqslant 200$ может быть рекомендована зависимость

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 1{,}21\,\mathrm{Re}^{0{,}47}(H/d_{экв})^{-0{,}8/\mathrm{Re}^{0{,}25}}; \qquad (3.44)$$

при $H/d_{экв}>200$

$$\overline{\mathrm{Nu}} = 0{,}05\,\mathrm{Re}^{0{,}85}. \qquad (3.45)$$

Обе формулы справедливы при $10\leqslant \mathrm{Re}\leqslant 500$.

Правомочность использования соотношений (3.44) и (3.45), полученных для условий постоянного во времени потока газа, подтверждается в работе [61], авторы которой показали, что пульсации расхода газа через насадку практически не влияют на средний коэффициент теплоотдачи.

3.6. Гидравлические сопротивления в регенераторах

Гидравлическое сопротивление насадок регенераторов воздухоразделительных установок при отсутствии на насадке кристаллов H_2O и CO_2, а также сетчатых насадок регенераторов ГХМ рассчитываются по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{\rho w^2_{\Phi}}{2} \frac{H}{d_{экв}} = \xi \frac{\rho w^2_{\Phi}}{8} \frac{HS_т}{\varepsilon_н}, \qquad (3.46)$$

где ρ — средняя по длине регенератора плотность газа; H — высота насадки.

Коэффициент сопротивления $\xi = 4f$ для различных типов насадок из гофрированной алюминиемой ленты и для насыпных насадок может быть определен по экспериментальным кривым, представленным на рис. 3.17 [100].

Для дисковых насадок с углом рифления $\varphi = 60°$ коэффициент сопротивления может быть оценен с помощью следующих соотношений [87]:

при $300 \leqslant Re \leqslant 800$

$$\xi = (0{,}37 + 135Re^{-1})\varepsilon_н(\delta/\delta_0)^{0{,}51}; \qquad (3.47)$$

при $60 \leqslant Re \leqslant 300$

$$\xi = 77{,}5Re^{-0{,}8}\varepsilon_н(\delta/\delta_0)^{0{,}51}, \qquad (3.48)$$

где $\delta_0 = 0{,}4$ мм — базовый размер ленточных насадок.

Формулы хорошо обобщают результаты экспериментального исследования гидравлических сопротивлений 12 типов насадок, отличающихся высотой диска ($b = 50$; 80; 115 мм), шагом гофрирования ($t = 1{,}57$; 4,78; 6,38; 8,0 мм) и числом прорезей ($n_{пр} = 3$; 7; 10; 20). Толщина ленты равнялась 0,9 мм.

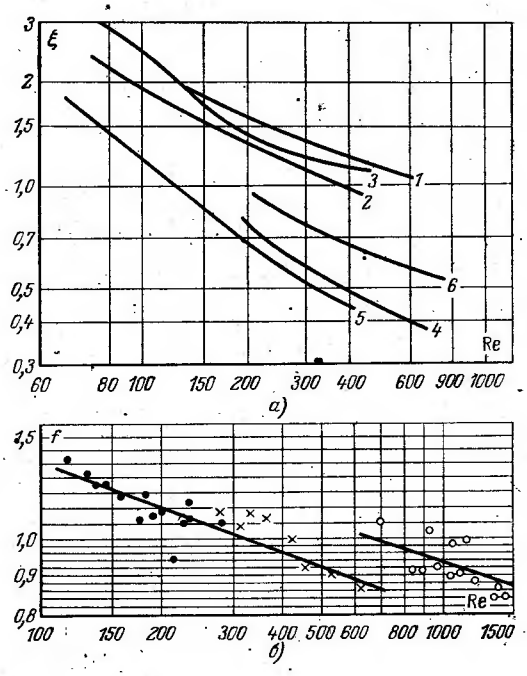


Рис. 3.17. Зависимость коэффициента сопротивления от числа Re для различных насадок регенераторов ВРУ.

а — гофрированная алюминиевая лента (номер кривой совпадает с номером регенератора (см. табл. 3.1)); *б* — кусковой базальт (● — d=3,5 мм; × — d=6,5 мм; ○ — d=10,5 мм).

Исследованию гидравлических сопротивлений сетчатых насадок регенераторов ГХМ посвящены работы [6, 60, 61, 110], в которых рассматривались как свободно уложенные, так и уплотненные (спеченные и прессованные) пакеты.

Результаты исследований гидравлических сопротивлений насадок со свободно уложенными сетками и их геометрические характеристики сведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Характеристики сетчатых насадок

Типоразмер[1] сетки, материал	Диаметр проволоки $d_п$, мм	Удельный свободный объем $\varepsilon_н$, м³/м³	Удельная площадь поверхности $S_т$, м²/м³	Объемная масса $M_н$, кг/м³	Эквивалентный диаметр $d_{экв}$, мм	Толщина сетки $\delta_с$, мм	Степень уплотнения[2]
Свободно уложенные сетки							
0071, латунь	0,055	0,7	21 800	2565	0,128	0,13	—
008, латунь	0,055	0,72	20 360	2394	0,141	0,127	—
0355, латунь	0,15	0,779	5890	1890	0,53	0,3	—
05, латунь	0,215	0,772	4250	1948	0,726	0,437	—
Прессованные сетки							
0071, латунь	0,055	0,542	27 050	3916	0,08	0,086	0,78
0071, латунь	0,055	0,565	25 880	3719	0,087	0,091	0,83
008, латунь	0,055	0,582	24 960	3574	0,093	0,084	0,77
008, латунь	0,055	0,59	24 510	3506	0,096	0,088	0,8
0355, латунь	0,15	0,713	6590	2454	0,433	0,246	0,82
05, латунь	0,215	0,698	4800	2852	0,581	0,332	0,77
Спеченные сетки							
0071, бронза	0,055	0,568	25 690	3780	0,088	0,089	0,81
0071, бронза	0,055	0,595	24 300	3545	0,097	0,092	0,84
0071, латунь	0,055	0,612	23 390	3317	0,105	0,095	0,86
008, латунь	0,055	0,588	24 630	3523	0,095	0,083	0,75
008, латунь	0,055	0,617	23 090	3278	0,107	0,093	0,84
008, латунь	0,055	0,625	22 660	3210	0,11	0,096	0,87
0355, латунь	0,15	0,622	8487	3234	0,29	0,191	0,64
0355, латунь	0,15	0,671	7466	2816	0,359	0,229	0,76

[1] Типоразмер 0071 соответствует размеру ячейки 0,071 мм.

[2] Степень уплотнения характеризует уменьшение свободного объема прессованных и ли спеченных сеток по сравнению с идеально упакованными сетками.

В [61] для характеристики степени упаковки сеток в пакете используется параметр $\varepsilon_н/\varepsilon_{н.ид}$, где $\varepsilon_н$ — действительная пористость, а $\varepsilon_{н.ид}$ — пористость «идеальной» (плотно упакованной насадки) [см. (3.6)]. Расчетные соотношения для коэффициента сопротивления ξ в этом случае имеют вид:

при $10 \leqslant Re \leqslant 40$

$$\xi = \frac{59}{Re^{0,74}} \left(\frac{\varepsilon_н}{\varepsilon_{н.ид}} \right)^{1,35}; \qquad (3.49)$$

при $40 < Re \leqslant 300$

$$\xi = \frac{19}{Re^{0,44}} \left(\frac{\varepsilon_н}{\varepsilon_{н.ид}} \right)^{1,35}. \qquad (3.50)$$

Число Re вычисляется для насадки с «идеальной» пористостью.

Зависимость коэффициента сопротивления ξ от числа Re для прессованных и спеченных сеток различных типоразмеров (см. табл. 3.5) представлена на рис. 3.18 [110]. Значения коэффициента сопротивления ξ для испытанных прессованных пакетов обобщаются кривой *2* с точностью $\pm 10\%$, для спеченных пакетов — кривой *3* с точностью $\pm 13\%$. На

этом же рисунке приведены результаты, относящиеся к пакетам со свободно уложенными сетками (кривая *1*).

Таблица 3.6

Гидравлическое сопротивление сетчатых насадок

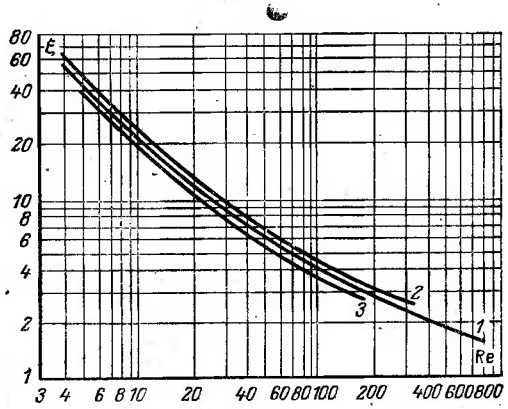
Типоразмер сетки	Геометрические характеристики насадки			Пределы изменения числа Re	Вид зависимости	Литература
	$d_п$, мм	δ, мм	$\varepsilon_н$, м³/м³			
004	0,03	0,074	0,706	10—500	$\xi = \frac{100}{Re} + \frac{11}{Re^{0,3}}$	[60]
004	0,03	0,065	0,66	10—500	$\xi = \frac{65}{Re} + \frac{8}{Re^{0,3}}$	[60]
0071	0,055	0,13	0,665			
0112	0,08	0,18	0,693			
01	0,071	0,147	0,725	3—350	$\xi = \frac{133}{Re} + \frac{4,9}{Re^{0,25}}$	[6]
004	0,03	0,072	0,708			
005	0,035	0,081	0,71			
0063	0,045	0,106	0,711			
0071	0,055	0,149	0,723			
008	0,055	0,134	0,717			

Расчет гидравлических сопротивлений для уплотненных насадок согласно [110] осуществляется по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{\rho w_ф^2}{8} \frac{HS'_т}{\varepsilon_н}, \qquad (3.51)$$

где $S'_т = S_т(100 - S_{занят})/100$ — активная площадь поверхности уплотненных сетчатых насадок в единице объема; $S_{занят}$ — суммарная площадь участков контакта проволок в местах сращивания при спечении или прессовании, % $S_т$. Зависимость $S_{занят}$ в процентах $\varepsilon_н$ для спеченных и прессованных сеток приведена на рис. 3.19.

Рассмотренные экспериментальные результаты могут быть использованы для расчета коэффициентов сопротивления ξ насадок, высота H



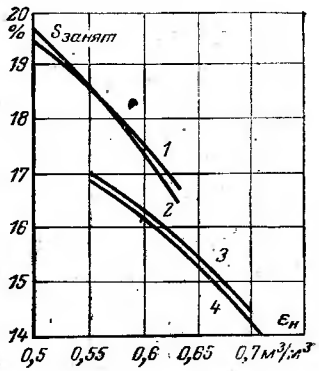


Рис. 3.18. Зависимость коэффициента сопротивления ξ от числа Re для сетчатых насадок [110].

Рис. 3.19. Зависимость $S_{занят}$ от $\varepsilon_н$ для спеченных и прессованных сеток.
1 — сетка 008; *2* — сетка 0071; *3* — сетка 05; *4* — сетка 0355 [110].

которых много больше характерного размера $d_{экв}$. Это связано с тем, что влияние количества сеток в пакете на ξ особенно велико при их малом общем числе и больших значениях чисел Re. Так, например, для сетки 008 увеличение n от 15 до 70 при Re=60 приводит к уменьшению коэффициента сопротивления ξ в 2,5 раза. При дальнейшем увеличении n уменьшение ξ становится менее заметным и при $H/d_{экв}>100$ практически не обнаруживается.

3.7. Очистка воздуха от примесей в регенераторах воздухоразделительных установок

Как было сказано ранее (см. § 3.1), в регенераторах ВРУ совместно с теплообменом осуществляется массообмен, при котором за время прямого дутья происходит очистка воздуха от двуокиси углерода и паров воды путем конденсации и кристаллизации на холодных поверхностях насадки, а в течение второго полуцикла пленка жидкости и кристаллы воды и CO_2 переходят в газообразное состояние и выносятся обратным потоком азота (или кислорода) из регенератора.

Уравнение массоотдачи для рассматриваемого процесса записывается в виде [45]

$$j_w=\beta(\rho_\infty-\rho_w) \tag{3.52}$$

или

$$j_w=\rho_{см}\beta(C_\infty-C_w), \tag{3.53}$$

где j_w — плотность потока массы (паров воды или двуокиси углерода), кг/(м$^2\cdot$с); β — коэффициент массоотдачи, м/с; ρ — парциальная плотность компонента, кг/м^3; $\rho_{см}$ — плотность смеси (воздуха), кг/м^3; $C=\rho/\rho_{см}$ — концентрация компонента в смеси. Индексы w и ∞ относятся соответственно к поверхности раздела фаз и внешней границе диффузионного пограничного слоя.

При малых концентрациях C число Льюиса, характеризующее отношение интенсивностей процессов тепло- и массообмена, близко к единице (двойная аналогия). В этом случае для оценки значений коэффициента массоотдачи β применима формула

$$\beta=\alpha/(\rho_{см}c_p). \tag{3.54}$$

Используя уравнение состояния идеального газа, соотношение (3.52) для плотности потока массы можно представить в виде

$$j_w=\beta_p(p_\infty-p_w), \tag{3.55}$$

где $\beta_p=\beta/(RT)$ — коэффициент массоотдачи, отнесенный к разности парциальных давления $\Delta p=p_\infty-p_w$.

Если сделать допущение, что на участках выпадения примесей газ насыщен парами воды и CO_2, то p_∞ и p_w можно определять как давления насыщения соответственно при температурах потока газа T и поверхности насадки $T_н$ в рассматриваемом сечении регенератора. Поскольку во время теплого дутья температура потока выше температуры стенки, то $p_\infty>p_w$ и, следовательно, создаются условия, необходимые для конденсации или кристаллизации примесей воздуха. При холодном дутье $p_\infty<p_w$, что обеспечивает протекание процессов испарения или возгонки.

Степень очистки воздуха от двуокиси углерода при принятом допущении является максимальной и определяется по давлению насыщенных паров CO_2 при температуре воздуха на выходе из регенератора. В действительности остаточное количество CO_2 в очищенном воздухе на один-два порядка выше теоретического. Это объясняется, во-первых, существованием механического уноса твердых частиц двуокиси углерода потоком воздуха и, во-вторых, конечной скоростью кристаллизации, что приводит к некоторому пересыщению воздуха и смещению зоны выпадения твердой CO_2 в направлении к холодному концу регенератора. Реальная физическая картина сложного процесса массообмена в регенераторах подробно рассмотрена в [31, 32, 84].

Водяные пары, поступая вместе с воздухом в регенератор, конденсируются в верхней зоне участка осушки и кристаллизуются в нижней зоне. Граница между зонами соответствует сечению регенератора с температурой поверхности насадки 273 К (0°С). При повышении температуры насадки во время теплого дутья эта граница смещается вниз в направлении к холодному концу регенератора. Суммарная протяженность зон конденсации и кристаллизации составляет 40—60% высоты регенератора.

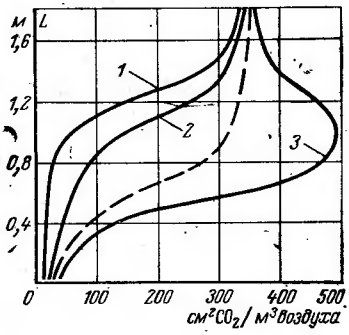


Рис. 3.20. Изменение содержания CO_2 в воздухе по высоте регенератора в период теплого дутья.

1 — τ=0 с; *2* — τ=60 с; *3* — τ=120 с; — — — — изменение средней за период теплого дутья концентрации CO_2.

Начало выпадения CO_2 в виде кристаллов приходится на сечение насадки с температурой, при которой давление насыщенных паров двуокиси углерода становится ниже ее парциального давления в поступающем воздухе. По мере прогрева насадки это сечение непрерывно перемещается в область более низких температур насадки, при этом создаются необходимые условия для протекания процесса возгонки твердой двуокиси углерода с лежащих выше участков поверхности насадки, на которых несколько ранее происходило отложение кристаллов CO_2. Концентрация CO_2 в потоке по этой причине возрастает выше исходной, следствием чего является более интенсивный процесс массоотдачи к концу периода теплого дутья в расположенной ниже холодной зоне. Изменение концентрации CO_2 в воздухе по высоте регенератора и во времени показано на рис. 3.20.

Помимо рассмотренных процессов, в нижней части насадки регенератора за период прямого дутья происходит конденсация сжатого воздуха с последующим полным испарением образовавшегося конденсата.

Очистка поверхности насадки от отложившихся на ней кристаллов льда и двуокиси углерода осуществляется обратными потоками азота или кислорода. При этом условия массообмена в азотных и кислородных регенераторах не одинаковы вследствие того, что содержание двуокиси углерода в газообразном азоте и кислороде на входе в регенератор существенно различно. Если концентрация CO_2 в азоте исчезающе мала, то в кислороде она достигает 14—35 см³ CO_2 на 1 м³ O_2. Это связано с тем, что проникающая в ВРУ двуокись углерода скапливается в конденсаторе-испарителе, откуда затем выносится с потоком газообразного кислорода.

Для длительной работы регенераторов необходимо, чтобы обратными потоками газов из насадки практически полностью удалялись кри-

сталлы льда и двуокиси углерода, отложившиеся за период теплого дутья. В противном случае происходит накопление кристаллов льда и двуокиси углерода, которые забивают проходы в насадке регенераторов, в результате чего нарушается протекание процессов тепло- и массообмена.

Существующие методики расчета регенераторов на незабиваемость несовершенны, и их результаты заметно отличаются от опытных данных, получаемых в промышленных условиях.

Наиболее строгий подход к решению задачи с использованием ЭВМ предложен авторами [33]. Выполнение расчетов по рекомендациям, изложенным в [80, 84], связано с использованием графоаналитического метода, для реализации которого необходимо располагать температурными динамическими характеристиками регенератора и прибегать к ряду допущений, заметно идеализирующих процесс и, естественно, снижающих точность получаемого результата. Автор [21] для количественного анализа условий незабиваемости пользуется осредненными во времени параметрами прямого и обратного потоков. При этом не учитывается влияние геометрии насадки, ее массы и скорости потоков. Все это еще более снижает точность расчета. Тем не менее предлагаемый в [21] метод отличается простотой при сохранении физического подхода к решению задачи.

Рассмотрим основные положения этого метода. Насадка не будет забиваться кристаллами льда, если масса водяных паров $M^{т}_{H_2O}$ вносимых в регенератор прямым потоком за период теплого дутья, будет не больше массы водяных паров $M^{х}_{H_2O}$, удаляемых из регенератора обратным потоком за период холодного дутья, т. е.

$$M^{х}_{H_2O} \geqslant M^{т}_{H_2O}. \tag{3.56}$$

В общем случае с учетом того, что водяные пары занимают тот же объем V, что и влажный газ,

$$M_{H_2O} = \rho_{H_2O} V, \tag{3.57}$$

где ρ_{H_2O} — плотность паров воды при парциальном давлении p_{H_2O} и температуре газа T.

При относительно небольших давлениях для получения приемлемых по точности результатов можно пользоваться уравнением Клапейрона, согласно которому

$$\rho_{H_2O} = \rho^{0}_{H_2O} \frac{p_{H_2O}}{P^{0}} \frac{T^{0}}{T};$$

$$V = V^{0} \frac{P^{0}}{P} \frac{T}{T^{0}}.$$

Здесь $\rho^{0}_{H_2O}$, V^{0}, P^{0}, T^{0} — плотность водяных паров, объем влажного газа, давление и температура, соответствующие нормальным условиям.

Тогда

$$M_{H_2O} = \rho^{0}_{H_2O} \frac{p_{H_2O}}{P} V^{0}. \tag{3.58}$$

Совместное рассмотрение (3.56) и (3.58) показывает, что условия незабиваемости регенераторов кристаллами льда выполняются в том

случае, если для любого сечения насадки справедливо неравенство

$$\frac{p^{x}_{H_2O}}{P^{x}} V^{0}_{x} \geqslant \frac{p^{т}_{H_2O}}{P^{т}} V^{0}_{т}. \qquad (3.59)$$

Полагая, что прямой поток воздуха насыщен парами воды, а степень насыщения обратного потока газа равна φ^{x}, имеем:

$$p^{x}_{s,\,H_2O} \geqslant p^{т}_{s,\,H_2O}/(\varphi^{x} n), \qquad (3.60)$$

где $p^{т}_{s,\,H_2O}$ и $p^{x}_{s,\,H_2O}$ — давления насыщенных паров воды при средних температурах за периоды теплого и холодного дутья в рассматриваемом сечении регенератора; $n = V^{0}_{x} P^{т}/(V^{0}_{т} P^{x})$.

Между парциальным давлением водяных паров p_{s,H_2O}, мм рт. ст., и температурой существует однозначная зависимость, которая может быть представлена в виде эмпирического соотношения

$$\ln p_{s,\,H_2O} = 26{,}652 - \frac{6148{,}5}{T}. \qquad (3.61)$$

С учетом (3.61) неравенство (3.60) предоставляет возможность установить взаимосвязь между средними температурами прямого и обратного потоков, при которой обеспечиваются условия незабиваемости. Оче-

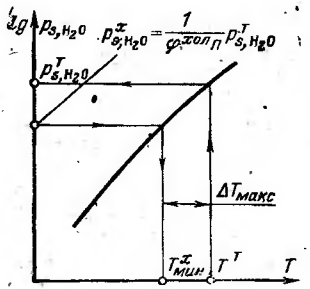


Рис. 3.21. Графическое определение $\Delta T_{макс} = T^{т} - T^{x}_{мин}$.

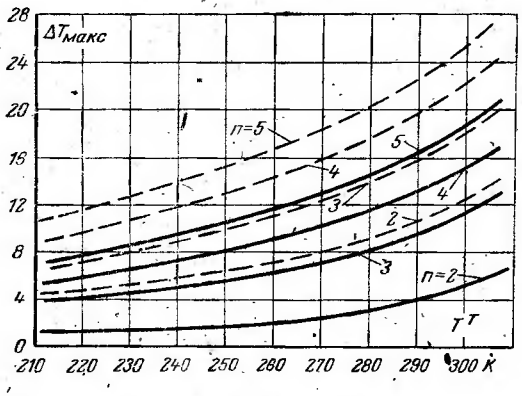


Рис. 3.22. Кривые разности температур $\Delta T_{макс}$ при различных n и φ, обеспечивающих условия незабиваемости; — · — · — $\varphi = 1$; ——— $\varphi = 0{,}6$.

видно, что предельное (минимальное) значение температуры газа в период холодного дутья соответствует знаку равенства в выражении (3.60).

Определение минимальной температуры холодного газа $T^{x}_{мин}$ по известной температуре теплого газа $T^{т}$, соответствующей максимально допустимой разности температур потоков $\Delta T_{макс}$ в любом рассматриваемом сечении регенератора, проще всего осуществлять графически с использованием кривой $p_{s,\,H_2O} = f(T)$ (рис. 3.21).

Для иллюстрации на рис. 3.22 приведены кривые максимально допустимой разности температур $\Delta T_{макс}$, построенные по рекомендациям, изложенным выше, при условии равенства объемных расходов $V^{0}_{т} = V^{0}_{x}$. Легко видеть, что при уменьшении $n = V^{0}_{x} P^{т}/(V^{0}_{т} P^{x})$ и $T^{т}$ значение $\Delta T_{макс}$ оказывается настолько малым (для $n = 2$ и $T^{т} < 253$ К

$\Delta T_{макс} < 2$ К), что выполнить условия незабиваемости насадки становится невозможным. Практика показывает, что в ВРУ полный отвод водяных паров из регенераторов обеспечивается при отношении давлений теплого и холодного потоков $P^т/P^х > 5$, когда объемные расходы $V^0_т$ и $V^0_х$ примерно одинаковы.

Применительно к анализу условий незабиваемости регенераторов кристаллами CO_2 по аналогии с (3.60) можно записать:

$$p^х_{s,\,CO_2} \geqslant \frac{1}{\varphi^х} \frac{V^0_т P^х}{V^0_х P^т} p^т_{s,\,CO_2}, \qquad (3.62)$$

где $\varphi^х$ — степень насыщения двуокисью углерода холодного газа ($\varphi^х \approx p^х_{CO_2}/p^х_{s,\,CO_2}$); $p^т_{s,\,CO_2}$ и $p^х_{s,\,CO_2}$ — давления насыщенных паров CO_2 при средних во времени температурах прямого и обратного потоков в рассматриваемом сечении насадки.

С учетом выражения для n (3.62) можно переписать в виде

$$p^х_{s,\,CO_2} \geqslant \frac{1}{\varphi^х n} p^т_{s,\,CO_2}. \qquad (3.63)$$

Давление паров двуокиси углерода $p_{s,\,CO_2}$ мм рт. ст., в зависимости от температуры T может быть найдено по эмпирической формуле

$$\ln p_{s,\,CO_2} = 19{,}1063 - \frac{2933{,}93}{T} + 0{,}015716T \qquad (3.64)$$

или с помощью графиков, представленных на рис. 3.23. К каждой кривой рисунка относятся две цифры — римская и арабская, соответствующие номерам шкал по оси абсцисс и оси ординат.

Располагая данными по $p_{s,\,CO_2} = f(T)$, можно использовать соотношение (3.63) для вычисления максимально допустимой разности температур $\Delta T_{макс}$, соответствующей условиям незабиваемости насадки твердой двуокисью углерода, в зависимости от n и температуры холодного газа $T^х$ в различных сечениях насадки в зоне выпадения CO_2. Результаты такого расчета для $\varphi^х = 1$ приведены на рис. 3.24.

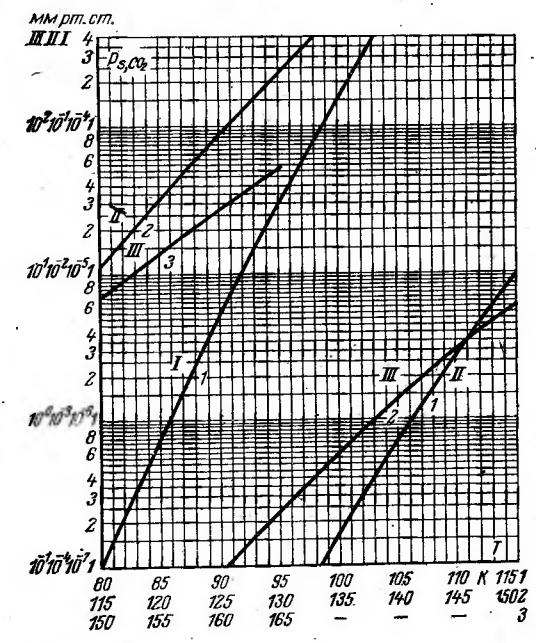


Рис. 3.23. Зависимость парциального давления паров двуокиси углерода от температуры.

Сечение, соответствующее верхней границе участка забиваемости регенератора кристаллами CO_2, легко определяется графически. Для этой цели на рис. 3.24 наносится кривая изменеиия разности температур ΔT между потоками в зависимости от температуры холодного газа $T^х$. Значения ΔT для различных $T^х$ определяются путем вспомогательного построения изобар прямого и обратного потоков в Q, T-координатах (см.

рис. 2.15). Точка пересечения кривой с линией $\Delta T_{макс}=f(T^{т})$ для рассматриваемого регенератора определяет граничное значение температуры холодного газа $T^{х}_{гр}$, начиная с которого выпавшая на насадке за период теплого дутья твердая двуокись углерода не уносится полностью холодным потоком, т. е. условие (3.63) не соблюдается.

Прогрессирующее отложение CO_2 в нижней части насадки при $T^{х}<T^{х}_{гр}$ приводит к тому, что время возможной непрерывной работы регенератора между двумя отогревами уменьшается. Его можно определить из соотношения

$$\tau=\rho^{*}_{CO_2}\Delta v/\Delta M, \qquad (3.65)$$

где $\rho^{*}_{CO_2}$ — плотность рыхлой (снегообразной) CO_2 (принимается равной 110 кг/м³, что в 15 раз меньше плотности твердой двуокиси углерода, равной $\rho^{тв}_{CO_2}=1650$ кг/м³); Δv — часть свободного объема насадки, кото-

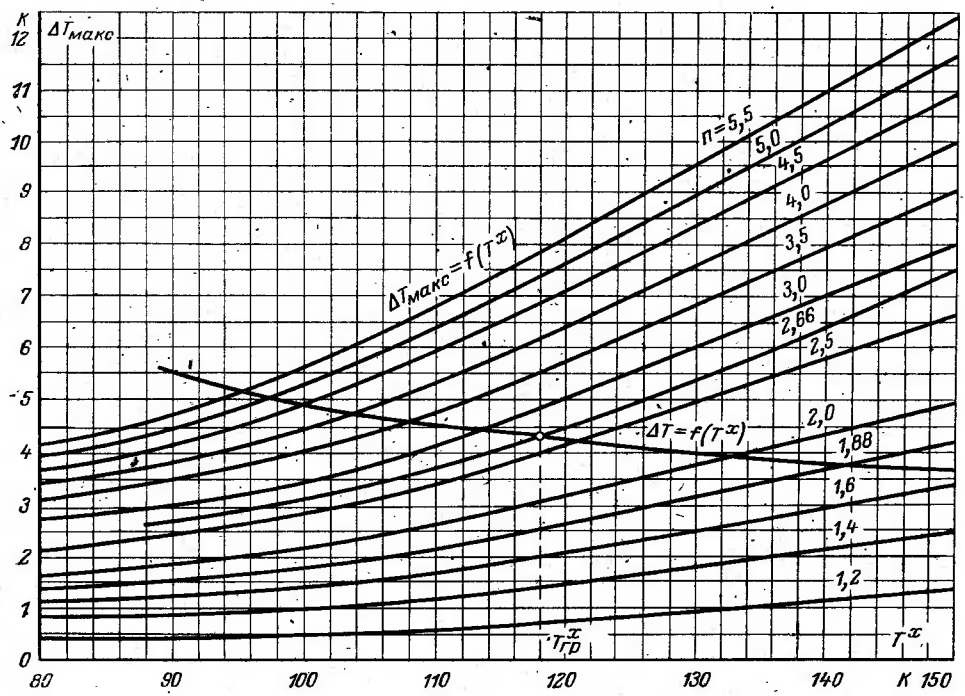


Рис. 3.24. Графическое определение температуры $T^{х}_{гр}$, соответствующей началу участка забиваемости регенератора твердой CO_2.

рая может быть заполнена отложениями CO_2 без нарушения нормального режима работы регенератора; ΔM — масса двуокиси углерода, откладывающейся на насадке в единицу времени.

Если соотношение (3.65) разделить на длину участка насадки l, на котором прямой и обратный потоки изменяют свою температуру на 1 К, то для такого участка количество CO_2, выпадающей в виде кристаллов во время прямого дутья при расходе воздуха V^{0}, м³/ч, при нормальных

условиях находится из уравнения:

$$M^{т} = \frac{\rho^{0}_{CO_2} V^{0}_{т}}{P^{т}} [p^{т}_{CO_2 (T^{т})} - p^{т}_{CO_2 (T^{т}-1)}]. \quad (3.66)$$

При обратном дутье из регенератора выносится двуокись углерода в количестве

$$M^{х} = \frac{\rho^{0}_{CO_2} V^{0}_{х}}{P^{х}} [p^{х}_{CO_2 (T^{х})} - p^{х}_{CO_2 (T^{х}-1)}]. \quad (3.67)$$

Остается на насадке

$$\Delta M = \frac{\rho^{0}_{CO_2} V^{0}_{х}}{P^{х}} \left\{ \left[\frac{p^{т}_{CO_2 (T^{т})} - p^{т}_{CO_2 (T^{т}-1)}}{n} \right] - \right.$$

$$\left. - [p^{х}_{CO_2 (T^{х})} - p^{х}_{CO_2 (T^{х}-1)}] \right\}. \quad (3.68)$$

Отношение $p^{т}_{CO_2}/n$ называют парциальным давлением CO_2, приведенным к условиям холодного газа (приведенным давлением), и обозначают через $p^{п}_{CO_2}$.

Тогда

$$\Delta M = \frac{\rho^{0}_{CO_2} V^{0}_{х}}{P^{х}} \{[p^{п}_{CO_2 (T^{т})} - p^{п}_{CO_2 (T^{т}-1)}] -$$

$$- [p^{х}_{CO_2 (T^{х})} - p^{х}_{CO_2 (T^{х}-1)}]\}, \quad (3.69)$$

или

$$\Delta M = \frac{\rho^{0}_{CO_2} V^{0}_{х}}{P^{х}} \Delta p_{CO_2}, \quad (3.70)$$

где $\Delta p_{CO_2} = \{[p^{п}_{CO_2 (T^{т})} - p^{п}_{CO_2 (T^{т}-1)}] - [p^{х}_{CO_2 (T^{х})} - p^{х}_{CO_2 (T^{х}-1)}]\}$.

Значения $p^{х}_{CO_2}$ и $p^{п}_{CO_2}$, отнесенные к рассматриваемой температуре холодного газа $T^{х}$ [или $(T^{х}-1)$], легко определяются графически (рис. 3.25) с помощью кривой насыщения $p_{s,\,CO_2} = f(T)$. Если нахождение парциального давления $p^{х}_{CO_2}$ не вызывает трудностей (точка A на кривой насыщения), то легко показать, что для отыскания $p^{п}_{CO_2}$ необходимо отложить вправо от точки A отрезок $\Delta T - \Delta T_{макс}$ и из полученной точки D восстановить перпендикуляр до пересечения с кривой насыщения в точке B. Положение точки B определяет искомое значение приведенного давления $p^{п}_{CO_2}$. Значение $\Delta T - \Delta T_{макс}$ берется по рис. 3.24 при заданном $T^{х}$. Очевидно, что при $\Delta T = \Delta T_{макс}$ значение $p^{п}_{CO_2}$ становится равным $p^{т}_{s,\,CO_2}$, и согласно (3.69) $\Delta M = 0$.

Отметим также, что из условия $p^{п}_{CO_2} = p^{т}_{s,\,CO_2}/n$ следует равенство $\lg p^{т}_{s,\,CO_2} - \lg n = \lg p^{п}_{CO_2}$. В этом случае искомая точка B будет лежать ниже точки C на величину $\lg n$.

Выполняя расчет регенератора на незамерзаемость, удобно пользоваться вспомогательной кривой, являющейся геометрическим местом

точек D, определенных для различных значений T^x при заданном значении n. Вспомогательная кривая строится в p_{CO_2}, T-координатах.

Пользуясь вспомогательной кривой, легко построить зависимость $\Delta p_{CO_2} = f(T^x)$, отражающую фактически изменение Δp_{CO_2} по высоте регенератора, и определить наибольшее Δp_{CO_2}, соответствующее максимальному значению ΔM, которое и подставляется в (3.65) для расчета времени непрерывной работы регенератора между отогревами. Входящее в эту формулу значение ΔV находится из соотношения

$$\Delta V = (F_{макс} - F_{мин}) l, \qquad (3.71)$$

где $F_{макс}$ и $F_{мин}$ — площади проходных сечений насадки в начале и конце периода между отогревами регенератора; l — длина участка регенератора, соответствующая изменению температуры потока холодного газа на 1 К.

При принятой средней скорости теплого газа $\bar{w}$ и плотности $\bar{\rho}$ площадь проходного сечения насадки F определяется по формуле

$$F = G/(\bar{\rho}\bar{w}). \qquad (3.72)$$

Здесь G — массовый расход теплового газа.

Полагая, что F, найденное таким образом, является средним за период между отогревами и регенератор размораживается при увеличении скорости w на 30%, получаем:

$$F_{мин} = 0{,}7F; \qquad (3.73)$$

$$F_{макс} = 1{,}3F. \qquad (3.74)$$

Считая в первом приближении распределение температуры потока по длине регенератора линейным, получаем:

$$l = \frac{H}{T^x_{вых} - T^x_{вх}}, \qquad (3.75)$$

где H — высота насадки регенератора; $T^x_{вх}$ и $T^x_{вых}$ — температуры холодного газа на входе и выходе из регенератора.

Изложенный метод расчета регенераторов на незабиваемость основан на предположении, что холодный газ насыщен парами двуокиси углерода в любом сечении насадки. В реальных условиях полное насыщение обратного потока газа не достигается. В связи с этим действительное время между необходимыми отогревами регенератора меньше расчетного.

Поскольку степень насыщения потока газа парами CO_2 зависит от интенсивности процессов тепло- и массообмена, скорость забивки регенератора твердой CO_2 в известной степени определяется тепловой нагрузкой в зоне вымораживания. В частности, опытами В. Ф. Густова установлено, что при $n = 4{,}4 \div 5$ благоприятный в отношении незабиваемости режим работы регенераторов с насадкой из алюми-

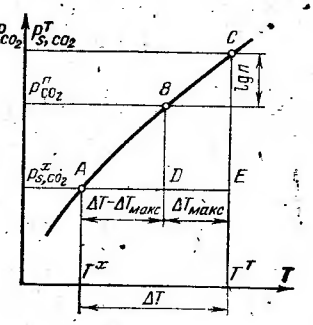


Рис. 3.25. Определение приведенного давления $p^n_{CO_2}$.

ниевой ленты наблюдается при удельной тепловой нагрузке $Q_{уд}$, не превышающей 33—38 кДж на 1 кг насадки за цикл. Исследовались насадки из ленты толщиной 0,46 мм и высотой 34 мм. Отмечено, что при уменьшении высоты дисков допустимая тепловая нагрузка $Q_{уд}$ увеличивается.

Из сказанного следует, что масса насадки $M_н$ не должна быть меньше величины, определяемой по формуле

$$M_н = Q_р / Q_{уд}, \qquad (3.76)$$

где $Q_р$ — тепловая нагрузка регенератора, отнесенная к продолжительности периода дутья τ:

$$Q_р = G^т c^т_p (T^т_{вх} - T^т_{вых})\tau = G^х c^х_p (T^х_{вых} - T^х_{вх})\tau.$$

Для улучшения условий самоочистки регенераторов в ВРУ осуществляется ряд мер, предусматривающих уменьшение разности температур ΔT между потоками в зоне вымораживания CO_2. Эти меры по существу сводятся к увеличению тем или иным способом значения n. Так как возможность изменения n за счет повышения $P^т$ ограничена, ибо давление потока теплого газа (воздуха) определяется рядом других факто-

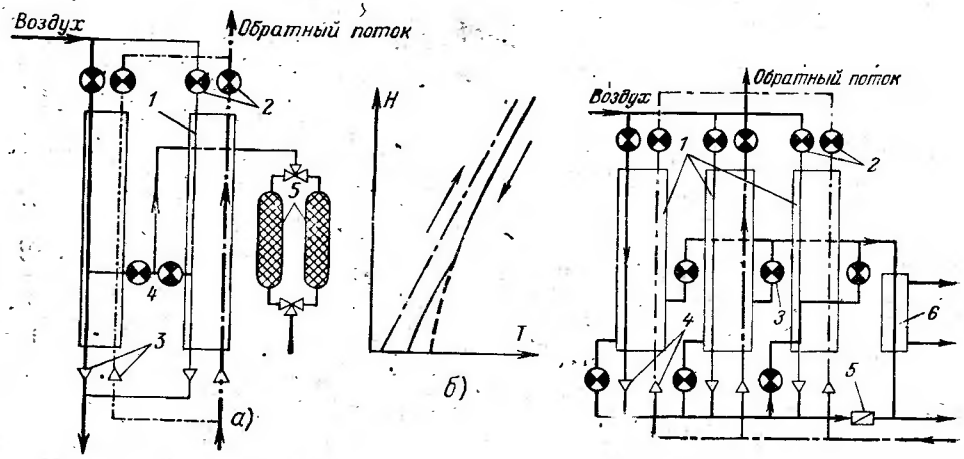


Рис. 3.26. Схема включения регенераторов с отбором воздуха из средней части (*а*) и измененне температуры газовых потоков по высоте регенератора (*б*).
1 — регенераторы; *2* — принудительные клапаны; *3* — автоматические клапаны; *4* — клапаны подачи воздуха в адсорберы; *5* — адсорберы.

Рис. 3.27. Схема включения регенераторов по методу «тройного дутья».
1 — регенераторы; *2* — принудительные клапаны; *3* — клапаны «петлевого» потока воздуха; *4* — автоматнческне клапаны; *5* — регулятор; *6* — теплообменник.

ров, в частности реализуемым холоднльным циклом, то обычно идут по пути увеличения расхода обратного потока газа по сравнению с прямым.

На рис. 3.26 приведена схема включения регенератора, в котором часть воздуха (до 10% общего расхода) выводится из середины насадки при температуре 140—160 К через систему автоматических клапанов

и направляется в адсорберы для очистки от углекислого газа. При этом в нижней части насадки расход воздуха оказывается меньше расхода холодного газа, что приводит к сближению температур потоков в зоне выпадения CO_2 при одновременном увеличении максимально возможной разности температур $\Delta T_{макс}$. Описанная схема применяется в некоторых установках, работающих по циклу низкого давления. Разность температур ΔT на холодном конце регенератора составляет 5—6 К.

Метод тройного дутья осуществляется с использованием трех азотных регенераторов (рис. 3.27). Цикл каждого из регенераторов состоит из трех периодов. В течение первого периода в один из регенераторов подается поток теплого воздуха, который, проходя через насадку, очищается от примесей H_2O и CO_2. Вследствие предварительного дополнительного охлаждения нижней части насадки температуру прямого потока на выходе из регенератора удается снизить до температуры, превышающей температуру обратного потока (азота), поступающего из блока разделения, всего на 4—5 К. Этим создаются необходимые условия для полной самоочистки регенератора в течение второго периода от выпавшей твердой двуокиси углерода. Во время третьего периода через насадку в направлении снизу вверх проходит холодный поток петлевого воздуха, являющийся частью прямого потока, выходящего из другого регенератора. Петлевой воздух дополнительно охлаждает участок насадки, соответствующий зоне выпадения CO_2, и при температуре 160—180 К отводится из середины регенератора. Вследствие того, что петлевой воздух и насадка очищены от примесей, массообмен между потоком и поверхностью в третьем периоде практически отсутствует. Количество петлевого воздуха, как правило, не превышает 10—12% расхода воздуха, поступающего в азотные регенераторы.

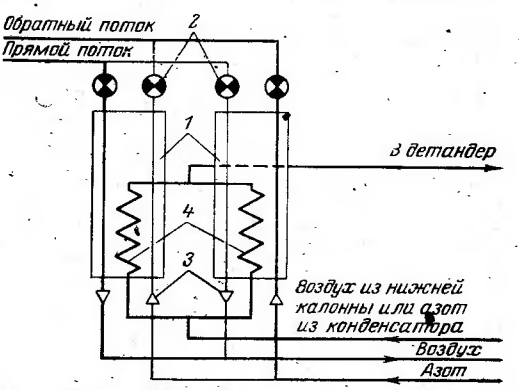


Рис. 3.28. Схема включения регенераторов с непрерывной подачей петлевого потока через змеевик.

1 — регенераторы с насыпной насадкой; *2* — принудительные клапаны; *3* — автоматические клапаны; *4* — змеевики, встроенные в насадку.

За счет дополнительного охлаждения насадки регенераторов, работающих по схеме тройного дутья, удается сблизить температуры потоков на холодном конце до значений, обеспечивающих условия незабиваемости при расходе воздуха, заметно превышающем расход азота. Подача воздуха на кислородные регенераторы при этом уменьшается, что дает возможность использовать два аппарата, самоочистка насадки которых достигается, таким образом, за счет увеличения отношения $V^0_x/V^0_т$.

Метод тройного дутья реализуется в ряде отечественных ВРУ низкого давления.

В регенераторах с насыпной насадкой петлевой поток непрерывно проходит через змеевик, встроенный в нижнюю часть насадки (рис. 3.28). В этом случае необходимость в третьем регенераторе отпадает. В качестве петлевого потока используется азот из нижней колонны блока разделения или воздух, прошедший через регенератор, который после выхода из змеевика направляется в детандер.

3.8. Примеры расчета регенераторов

Пример 3.1. Выполнить тепловой и гидравлический расчеты кислородного регенератора ВРУ типа Кт-12.

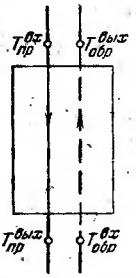


Рис. 3.29. К расчету регенератора.

Исходные данные: расход прямого потока (воздуха) $G_{пр}=2{,}78$ кг/с; давление прямого потока на входе в регенератор $p^{вх}_{пр}=0{,}58$ МПа; температура прямого потока на входе в регенератор $T^{вх}_{пр}=303$ К; температура прямого потока на выходе из регенератора $T^{вых}_{пр}=107$ К.

Расход обратного потока (кислорода) $G_{об}=2{,}86$ кг/с. Давление обратного потока на входе в регенератор $p^{вх}_{обр}=0{,}118$ МПа. Температура обратного потока на входе в регенератор $T^{вх}_{обр}=93{,}5$ К, температура обратного потока на выходе из регенератора $T^{вых}_{обр}=299$ К. Тепловая нагрузка регенератора $Q=536$ кВт. Расчетная схема аппарата приведена на рис. 3.29.

В качестве насадки регенератора выбираем диски из алюминиевой ленты толщиной $\delta=0{,}46$ мм. Насадку разбиваем по длине на три пояса: верхний пояс составляет $0{,}25H$; средний $0{,}325H$ и нижний $0{,}425H$, где H — длина регенератора. Шаг гофра t и высота гофра h распределены по поясам следующим образом. В верхнем поясе $h=1{,}96$ мм, $t=4{,}71$ мм; в среднем поясе $h=1{,}55$ мм, $t=3{,}92$ мм; в нижнем поясе $h=1{,}05$, $t=3{,}14$ мм.

Угол наклона гофра во всех поясах один и тот же и равен 45°.

Решение. 1. Определяем удельную площадь поверхности насадки в каждом поясе, используя соотношение (3.1):

$$S_т = 0{,}83\,\frac{4\,(h-\delta)}{th\sin\beta},$$ где угол β определяется из соотношения $\operatorname{tg}\beta = 2\,(h-\delta)/t$.

Тогда

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{2\,(1{,}96-0{,}46)}{4{,}71} = 0{,}645; \quad \sin\beta_1 = 0{,}53;$$

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{2\,(1{,}55-0{,}46)}{3{,}92} = 0{,}55; \quad \sin\beta_2 = 0{,}484;$$

$$\operatorname{tg}\beta_3 = \frac{2\,(1{,}05-0{,}46)}{3{,}14} = 0{,}375; \quad \sin\beta_3 = 0{,}347.$$

Соответственно

$$S_{т1} = 0{,}83\,\frac{4\,(1{,}96-0{,}46)\,10^{-3}}{4{,}71\cdot10^{-3}\cdot1{,}96\cdot10^{-3}\cdot0{,}53} = 1005 \text{ м}^2/\text{м}^3;$$

$$S_{т2} = 0{,}83\,\frac{4\,(1{,}55-0{,}46)\,10^{-3}}{3{,}92\cdot10^{-3}\cdot1{,}55\cdot10^{-3}\cdot0{,}484} = 1230 \text{ м}^2/\text{м}^3;$$

$$S_{т3} = 0{,}83\,\frac{4\,(1{,}05-0{,}46)\,10^{-3}}{3{,}14\cdot10^{-3}\cdot1{,}05\cdot10^{-3}\cdot0{,}347} = 1700 \text{ м}^2/\text{м}^3.$$

2. Определяем удельный свободный объем для каждого пояса, используя выражение (3.2):

$$\varepsilon_{н1} = 1 - \frac{1005}{2}\,0{,}46\cdot10^{-3} = 0{,}770 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$\varepsilon_{н2} = 1 - \frac{1230}{2}\,0{,}46\cdot10^{-3} = 0{,}717 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$\varepsilon_{н3} = 1 - \frac{1700}{2}\,0{,}46\cdot10^{-3} = 0{,}608 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Средний удельный свободный объем всего регенератора

$$\varepsilon_{в.ср} = 0{,}25\varepsilon_{н1} + 0{,}325\varepsilon_{н2} + 0{,}425\varepsilon_{н3} =$$
$$= 0{,}25\cdot0{,}770 + 0{,}325\cdot0{,}717 + 0{,}425\cdot0{,}608 = 0{,}683 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

3. Для определения диаметра регенератора задаемся средней скоростью фильтрации прямого потока $\overline{w}_{пр}$=0,40 м/с. Диаметр регенератора определяем по формуле

$$D_{рег} = 1{,}13\sqrt{\frac{G_{пр}}{\overline{\rho}_{пр}\varepsilon_{н.ср}\overline{w}_{пр}}} = 1{,}13\sqrt{\frac{2{,}78}{8{,}63\cdot 0{,}683\cdot 0{,}4}} = 1{,}23 \text{ м},$$

где плотность воздуха $\overline{\rho}_{пр}$=8,63 кг/м³, при средней температуре прямого потока $\overline{T}_{пр} = (T^{вх}_{пр} + T^{вых}_{пр})/2 = (303 + 107)/2 = 205$ К. Принимаем диаметр регенератора $D_{рег}$ = =1,2 м.

4. Расчет средних коэффициентов теплоотдачи ведем в следующей последовательности:

а) Полагая линейным распределение температуры прямого и обратного потоков по длине регенератора, находим среднюю температуру воздуха в каждом поясе и затем по этой температуре определяем теплофизические свойства прямого потока в каждом поясе:

Пояс	$\overline{T}_{пр}$, К	$\overline{\rho}_{пр}$, кг/м³	$\overline{\eta}_{пр}\cdot 10^7$, Па·с	$\overline{\lambda}_{пр}\cdot 10^3$, Вт/(м·К)
1	273	7,82	170	24,3
2	218	10,0	144	20,0
3	144	15,1	102	14,0

б) Определяем среднюю скорость прямого потока в каждом поясе по формуле

$$\overline{w}_{пр} = 1{,}277\frac{G_{пр}}{\overline{\rho}_{пр}D^2_{рег}\varepsilon_н}.$$

Получаем

$$\overline{w}_{пр_1} = 1{,}277\frac{2{,}78}{7{,}82\cdot 1{,}2^2\cdot 0{,}770} = 0{,}412 \text{ м/с};$$

$$\overline{w}_{пр_2} = 1{,}277\frac{2{,}78}{10\cdot 1{,}2^2\cdot 0{,}717} = 0{,}346 \text{ м/с};$$

$$\overline{w}_{пр_3} = 1{,}277\frac{2{,}78}{15{,}1\cdot 1{,}2^2\cdot 0{,}608} = 0{,}270 \text{ м/с}.$$

в) Находим эквивалентный диаметр $d_{экв}$ каждого пояса, используя выражение (3.3):

$$d_{экв_1} = \frac{4\cdot 0{,}770}{1005} = 3{,}08\cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_{экв_2} = \frac{4\cdot 0{,}717}{1230} = 2{,}33\cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$d_{экв_3} = \frac{4\cdot 0{,}608}{1700} = 1{,}43\cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

г) Определяем числа Рейнольдса для каждого пояса:

$$Re_{пр_1} = \frac{0{,}412\cdot 7{,}82\cdot 3{,}08\cdot 10^{-3}}{170\cdot 10^{-7}} = 583;$$

$$Re_{пр_2} = \frac{0{,}346\cdot 10\cdot 2{,}33\cdot 10^{-3}}{144\cdot 10^{-7}} = 564;$$

$$Re_{пр_3} = \frac{0{,}270\cdot 15{,}1\cdot 1{,}43\cdot 10^{-3}}{102\cdot 10^{-7}} = 573.$$

д) Число Нуссельта для каждого пояса вычисляем по формуле (3.40)

$$\overline{\mathrm{Nu}}_V = \frac{2{,}36\,\mathrm{Re}^{0{,}76}\left(1+\frac{d_{\text{экв}}\cos\varphi}{t}\right)\frac{t}{t_0}}{\left(\frac{b}{d_{\text{экв}}}\right)^m\left(\frac{\delta}{\delta_0}\right)^{0{,}392}},$$

где δ_0=0,4 мм — толщина ленты, принятой за эталон; t_0=3,14 мм — шаг рифления, принятый за эталон;

$$m = 0{,}759+\frac{7{,}05}{b} = 0{,}759+\frac{7{,}05}{50} = 0{,}890.$$

Тогда

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{V1} = \frac{2{,}36\cdot 583^{0{,}76}\left(1+\frac{3{,}08}{4{,}71}\cdot 0{,}707\right)\frac{4{,}71}{3{,}14}}{\left(\frac{50}{2{,}85}\right)^{0{,}899}\left(\frac{0{,}46}{0{,}4}\right)^{0{,}392}} = 45;$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{V2} = \frac{2{,}36\cdot 564^{0{,}76}\left(1+\frac{2{,}33}{3{,}92}\cdot 0{,}707\right)\frac{3{,}92}{3{,}14}}{\left(\frac{50}{2{,}33}\right)^{0{,}899}\left(\frac{0{,}46}{0{,}4}\right)^{0{,}392}} = 32{,}5;$$

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{V3} = \frac{2{,}36\cdot 573^{0{,}76}\left(1+\frac{1{,}43}{3{,}14}\cdot 0{,}707\right)\frac{3{,}14}{3{,}14}}{\left(\frac{50}{1{,}43}\right)^{0{,}899}\left(\frac{0{,}46}{0{,}4}\right)^{0{,}392}} = 16{,}0.$$

е) Рассчитываем коэффициент теплоотдачи для каждого пояса, используя выражение

$$\overline{\alpha}_V = \overline{\mathrm{Nu}}_V\frac{\overline{\lambda}_{\text{пр}}}{d^2_{\text{экв}}}.$$

Получаем

$$\overline{\alpha}_{V1} = 45\,\frac{24{,}3\cdot 10^{-3}}{(3{,}08\cdot 10^{-3})^2} = 1{,}16\cdot 10^5\ \text{Вт/(м}^3\cdot\text{К)};$$

$$\overline{\alpha}_{V2} = 32{,}5\,\frac{20\cdot 10^{-3}}{(2{,}33\cdot 10^{-3})^2} = 1{,}2\cdot 10^5\ \text{Вт/(м}^3\cdot\text{К)};$$

$$\overline{\alpha}_{V3} = 16\,\frac{14\cdot 10^{-3}}{(1{,}43\cdot 10^{-3})^2} = 1{,}1\cdot 10^5\ \text{Вт/(м}^3\cdot\text{К)}.$$

Средний коэффициент теплоотдачи для прямого потока

$$\overline{\alpha}_{V\text{пр}} = 0{,}25\overline{\alpha}_{V1}+0{,}325\overline{\alpha}_{V2}+0{,}425\overline{\alpha}_{V3} = (0{,}25\cdot 1{,}16+0{,}325\cdot 1{,}2+0{,}425\cdot 1{,}1)\,10^5 =$$
$$= 1{,}148\cdot 10^5\ \text{Вт/(м}^3\cdot\text{К)}.$$

ж) Расчет коэффициентов теплоотдачи по поясам для обратного потока выполняем так же, как для прямого потока: находим среднюю скорость обратного потока

$$\overline{w}_{\text{обр}} = 1{,}277\,\frac{G_{\text{обр}}}{\rho_{\text{обр}}\varepsilon_{\text{н.ср}}D^2_{\text{рег}}} = 1{,}277\,\frac{2{,}86}{1{,}96\cdot 0{,}683\cdot 1{,}2^2} = 1{,}89\ \text{м/с},$$

где $\overline{\rho}_{\text{обр}} = 1{,}96$ кг/м³ при средней температуре обратного потока $\overline{T}_{\text{обр}} = (T^{\text{вх}}_{\text{обр}}+T^{\text{вых}}_{\text{обр}})/2 =$ $= 196{,}25$ К и т. д.

В результате параметры потока по поясам имеют следующие значения:

Пояс	$\overline{T}_{\text{обр}}$, К	$\overline{\rho}_{\text{обр}}$, кг/м³	$\overline{w}_{\text{обр}}$, м/с	$d_{\text{экв}}\cdot 10^3$, м	$\overline{\eta}_{\text{обр}}\cdot 10^7$, Н·с/м²	$\overline{\lambda}_{\text{обр}}\cdot 10^3$, Вт/(м·К)	$\mathrm{Re}_{\text{обр}}$	$\overline{\mathrm{Nu}}_V$	$\overline{\alpha}_V\cdot 10^{-5}$, Вт/(м³·К)
1	276	1,40	2,54	3,08	193	24,0	518	40,0	1,18
2	218	1,72	2,04	2,33	168	19,8	496	29,8	1,18
3	137	2,85	1,49	1,43	106	12,0	572	15,7	0,925

Средний коэффициент теплоотдачи обратного потока

$$\bar{\alpha}_{V\text{обр}} = 0{,}25\bar{\alpha}_{V1} + 0{,}325\bar{\alpha}_{V2} + 0{,}425\bar{\alpha}_{V3} = (0{,}25 \cdot 1{,}18 + 0{,}325 \cdot 1{,}18 + 0{,}425 \cdot 0{,}925)\, 10^5 =$$

$$= 1{,}075 \cdot 10^5 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К)}.$$

5. Средний объемный коэффициент теплопередачи

$$\bar{k}_V = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{V\,\text{пр}}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{V\text{обр}}}} = \frac{1}{(0{,}87 + 0{,}932)\, 10^{-5}} = 56{,}0 \cdot 10^3 \text{ Вт/(м}^3 \cdot \text{К)}.$$

6. Задаемся высотой регенератора H=4 м.

7. Определяем массу насадки регенератора

$$M_{\text{н}} = 0{,}785 D^2_{\text{рег}} H \rho_{\text{ал}} (1 - \varepsilon_{\text{н.ср}}) =$$

$$= 0{,}785 \cdot 1{,}2^2 \cdot 4 \cdot 2{,}7 \cdot 10^3 (1 - 0{,}673) = 4{,}0 \cdot 10^3 \text{ кг},$$

где $\rho_{\text{ал}} = 2{,}7 \cdot 10^3$ кг/м^3 — плотность алюминия.

8. Определяем продолжительность полуцикла

$$\tau = \frac{M_{\text{н}} c_{\text{н}}}{\bar{Q}} \Delta T_{\text{н}} = \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 815 \cdot 35}{536 \cdot 10^3} = 215 \text{ с},$$

где $c_{\text{н}}$=815 Дж/(кг·К) — теплоемкость алюминия. Принимаем $\Delta T_{\text{н}}$=35 К — среднее колебание температуры насадки.

9. Определяем приведенное время

$$\Pi = \frac{2\bar{k}_V V_{\text{рег}}}{M_{\text{н}} c_{\text{н}}}\, \tau = \frac{2 \cdot 56 \cdot 10^3 \cdot 0{,}785 \cdot 1{,}2^2 \cdot 4}{4 \cdot 10^3 \cdot 815}\, 215 = 33{,}7,$$

где $V_{\text{рег}} = 0{,}785 D^2_{\text{рег}} H$ — объем регенератора.

10. Определяем безразмерную температуриую недорекуперацию

$$1 - \eta_{\text{т}} = \frac{T^{\text{вх}}_{\text{пр}} - T^{\text{вых}}_{\text{обр}}}{T^{\text{вх}}_{\text{пр}} - T^{\text{вх}}_{\text{обр}}} = \frac{303 - 299}{303 - 93{,}5} = 0{,}0191.$$

11. Определяем отношение водяных эквивалентов прямого и обратного потоков

$$n = \frac{G_{\text{обр}} c_{p\ \text{обр}}}{G_{\text{пр}} c_{p\ \text{пр}}} = \frac{2{,}86 \cdot 0{,}916 \cdot 10^3}{2{,}78 \cdot 1{,}033 \cdot 10^3} = 0{,}925,$$

где $c_{p\ \text{обр}}$=0,15 кДж/(кг·К); $c_{p\ \text{пр}}$=1,033 кДж/(кг·К) — средние теплоемкости прямого и обратного потоков соответственно.

12. Используя графическую зависимость, связывающую безразмерные длину, время и недорекуперацию для значения n=0,925, определяем приведенную длину Λ=195.

13. Определяем высоту регенератора

$$H = \frac{G_{\text{обр}} c_{p\ \text{обр}}}{2\bar{k}_V F_{\text{рег}}}\, \Lambda = \frac{2{,}86 \cdot 0{,}915 \cdot 10^3}{2 \cdot 56 \cdot 10^3 \cdot 0{,}785 \cdot 1{,}2^2}\, 195 = 4{,}01 \text{ м},$$

где $F_{\text{рег}} = 0{,}785 D^2_{\text{рег}}$ — площадь поперечного сечения регенератора. Принимаем высоту регенератора H=4 м.

Размеры регенератора можно определить также, задавшись временем полуцикла τ. Пусть τ=215 с. Приведенное время для прямого и обратного потоков

$$\Pi = \frac{\bar{\alpha} F^1}{M^1_{\text{н}} c_{\text{н}}}\, \tau,$$

где $\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_V / S_{\text{т.ср}}$ — средний коэффициент теплоотдачи по длине регенератора; $F^1 = 0{,}785 \times D^2_{\text{рег}} S_{\text{т.ср}}$ — площадь поверхности насадки на единицу длины; $S_{\text{т.ср}} = 0{,}25 S_{\text{т1}} + 0{,}325 S_{\text{т2}} + 0{,}425 S_{\text{т3}}$ — средняя удельная площадь поверхности; $M^1_{\text{н}} = 0{,}785 D^2_{\text{рег}} \rho_{\text{ал}} (1 - \varepsilon_{\text{н.ср}})$ — масса насадки, приходящаяся на единицу длины.

Тогда

$$S_{т.ср}=0{,}25\cdot 1005+0{,}325\cdot 1230+0{,}425\cdot 1760=1380\ м^2/м^3;$$

$$F^1=1380\cdot 0{,}785\cdot 1{,}2^2=1560\ м^2/м;$$

$$M^1{}_н=0{,}785\cdot 1{,}2^2\cdot 2{,}7\cdot 10^3(1-0{,}683)=1000\ кг/м;$$

$$\bar{\alpha}_{пр}=\bar{\alpha}_{V,\,пр}/S_{т.ср}=\frac{1{,}187\cdot 10^5}{1380}=86\ Вт/(м^2\cdot К);$$

$$\bar{\alpha}_{обр}=\bar{\alpha}_{V,\,обр}/S_{т.ср}=\frac{1{,}075\cdot 10^5}{1380}=78\ Вт/(м^2\cdot К).$$

Подставляя полученные значения в формулу для приведенного времени, получаем:

прямой поток

$$П_{пр}=\frac{86\cdot 1560}{10^3\cdot 815}215=35{,}7;$$

обратный поток

$$П_{обр}=\frac{78\cdot 1560}{10^3\cdot 815}215=32{,}1.$$

Используя зависимость (3.30), определяем приведенную длину для прямого обратного потоков: $Λ_{пр}=190$; $Λ_{обр}=185$ (для расчета Λ можно воспользоваться такой графической зависимостью).

Длина регенератора для прямого потока

$$H_{пр}=\frac{Gc_p}{\bar{\alpha}F^1}Λ_{пр}=\frac{2{,}78\cdot 1{,}033\cdot 10^3}{86\cdot 1560}190=4{,}10\ м.$$

Для обратного потока

$$H_{обр}=\frac{2{,}86\cdot 0{,}915\cdot 10^3}{78\cdot 1560}185=3{,}96\ м;$$

$$H_{ср}=(H_{обр}+H_{пр})/2=(4{,}10+3{,}96)/2=4{,}03\ м.$$

14. Определяем гидравлическое сопротивление насадки регенератора.

Сопротивление трения по поясам насадки

$$\Delta p=\frac{\xi_1 S_{т1}\rho_1\bar{w}^2{}_1}{8\varepsilon_{н1}}l_1+\frac{\xi_2 S_{т2}\rho_2\bar{w}^2{}_2}{8\varepsilon_{н2}}l_2+\frac{\xi_3 S_{т3}\rho_3\bar{w}^2{}_3 l_3}{8\varepsilon_{н3}};$$

$$l_1=0{,}25H=1\ м;\ l_2=0{,}325H=1{,}3\ м;\ l_3=0{,}425H=1{,}7\ м.$$

Коэффициенты трения для каждого типа насадок определяются с использованием графических зависимостей рис. 3.17 и имеют следующие значения:

Прямой поток

Re	890	725	595
ξ	0,37	0,39	0,4

Обратный поток

Re	508	496	570
ξ	0,42	0,42	0,41

Сопротивление трения для прямого потока

$$\Delta p_{пр}=\frac{0{,}37\cdot 1005\cdot 7{,}82\cdot 0{,}412^2}{8\cdot 0{,}770}1+\frac{0{,}39\cdot 1230\cdot 10\cdot 0{,}346^2}{8\cdot 0{,}717}1{,}3+$$

$$+\frac{0{,}4\cdot 1700\cdot 15{,}1\cdot 0{,}270^2}{8\cdot 0{,}608}1{,}7=80+130+278=488\ Па;$$

для обратного потока

$$\Delta p_{\text{обр}} = \frac{0{,}42\cdot 1005\cdot 1{,}4\cdot 2{,}54^2}{8\cdot 0{,}770}1 + \frac{0{,}42\cdot 1230\cdot 1{,}72\cdot 2{,}04^2}{8\cdot 0{,}717}1{,}3 +$$

$$+\frac{0{,}41\cdot 1700\cdot 2{,}85\cdot 1{,}49^2}{8\cdot 0{,}608}1{,}7 = 620 + 842 + 1550 = 3012 \text{ Па}.$$

Пример 3.2. Выполнить поверочный расчет регенератора ГХМ на температурный уровень 75 К. Определить средний температурный напор между потоками рабочего тела $\overline{\Delta T}$, недорекуперацию на теплом конце насадки $\Delta T_{\text{нед}}$, потери от недорекуперации $\Delta Q_{\text{нед}}$, среднюю высоту петли гистерезиса h_m, гидравлическое сопротивление Δp.

Исходные данные: рабочее тело — гелий; среднее давление гелия p=3,5 МПа; время холодного и теплого дутья τ=0,02 с, что соответствует частоте вращения вала машин n=1500 об/мин; температура гелия на холодном конце регенератора $T_{\text{х}}$=75 К, на теплом конце $T_{\text{т}}$=303 К; расход гелия G=0,742 кг/с. Геометрические размеры регенератора: внутренний диаметр насадки $D_{\text{вн}}$=0,136 м; наружный диаметр насадки $D_{\text{нар}}$=0,284 м; высота насадки H=0,074 м.

Р е ш е н и е. Принимаем в качестве насадки регенератора пакет прессованных сеток типоразмера 008 (см. табл. 3.5). Материал сетки — латунь. Геометрические характеристики: удельный свободный объем $\varepsilon_{\text{н}}$=0,592; удельная площадь поверхности $S_{\text{т}}$=24 500 м^2/м^3; объемная масса M^1=3506 кг/м^3; эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$= =9,6·10^{-5} м; толщина сетки $\delta_{\text{с}}$=8,8·10^{-5} м; степень уплотнения σ=0,8.

Число сеток в регенераторе

$$n = \frac{H}{\delta_{\text{с}}\sigma} = \frac{0{,}074}{8{,}8\cdot 10^{-5}\cdot 0{,}8} = 1051.$$

В качестве средней температуры гелия принимаем среднее значение температур потока на теплом и холодном концах регенератора $\overline{T}=(T_{\text{х}}+T_{\text{т}})/2=(75+303)/2=$ =189 К. Теплофизические свойства гелия при $\overline{T}$=189 К: коэффициент теплопроводности λ=0,1163 Вт/(м·К); теплоемкость c_p=5,23·10^3 Дж/(кг·К); плотность ρ=8,62 кг/м^3; динамическая вязкость η=1488·10^{-8} Па·с.

Число Рейнольдса при течении гелия через насадку регенератора

$$\text{Re} = \frac{wd_{\text{экв}}\rho}{\eta} = \frac{Gd_{\text{экв}}}{\eta\cdot 0{,}785\,(D^2_{\text{нар}} - D^2_{\text{вн}})\,\varepsilon_{\text{н}}} = \frac{0{,}742\cdot 9{,}6\cdot 10^{-5}}{1488\cdot 10^{-8}\cdot 0{,}785\,(0{,}284^2 - 0{,}136^2)\,0{,}592} = 166.$$

Значение $H/d_{\text{экв}}$=0,074/(9,6·10^{-5})=771.

При условии 10<Re<500 и $H/d_{\text{экв}}$>200 для расчета теплообмена в насадке регенератора справедливо соотношение (3.45)

$$\overline{\text{Nu}} = 0{,}05\text{Re}^{0{,}85} = 0{,}05\cdot 166^{0{,}85} = 3{,}855,$$

откуда средний коэффициент теплоотдачи

$$\overline{\alpha} = \overline{\text{Nu}}\,\lambda/d_{\text{экв}} = 3{,}855\cdot 0{,}1163/(9{,}6\cdot 10^{-5}) = 4670 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Средний коэффициент теплопередачи

$$\overline{k} = \overline{\alpha}/2 = 4670/2 = 2335 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

Тепловая нагрузка регенератора

$$Q = Gc_p(T_{\text{т}} - T_{\text{х}}) = 0{,}742\cdot 5{,}23\cdot 10^3(303 - 75) = 884\,790 \text{ Вт}.$$

Средний температурный напор с учетом петли гистерезиса

$$(\overline{\Delta T} - h_m) = \frac{Q}{\overline{k}F} = \frac{Q}{\overline{k}S_{\text{т}}\cdot 0{,}785\,(D^2_{\text{нар}} - D^2_{\text{вн}})\,H} =$$

$$= \frac{884\,790}{2335\cdot 24\,500\cdot 0{,}785\,(0{,}284^2 - 0{,}136^2)\,0{,}074} = 4{,}281 \text{ К},$$

где F — площадь поверхности теплообмена регенератора.

Приведенная длина регенератора

$$\Lambda = \frac{\overline{\alpha}_V V}{Gc_p} = \frac{\overline{\alpha}S_{\text{т}}\cdot 0{,}785\,(D^2_{\text{нар}} - D^2_{\text{вн}})\,H}{Gc_p} =$$

$$= \frac{4670\cdot 24\,510\cdot 0{,}785\,(0{,}284^2 - 0{,}136^2)\,0{,}074}{0{,}742\cdot 5{,}23\cdot 10^3} = 106{,}5.$$

Приведенное время

$$\Pi = \frac{\overline{\alpha}_V V}{M_н c_н} \tau = \frac{\overline{\alpha} S_т}{M^1 c_н} \tau = \frac{4670 \cdot 24\,510}{3506 \cdot 335} 0{,}02 = 1{,}95,$$

где $c_н$=335 Дж/(кг·К) — теплоемкость материала насадки.

Используя графическую зависимость, связывающую безразмерный температурный гистерезис с приведенными параметрами П и Λ, определяем:

$$(\Delta\overline{T} - h_m)/\Delta\overline{T} \to 1; \quad h_m \to 0; \quad \Delta\overline{T} = 4{,}281 \text{ К}.$$

Температуру недорекуперации на теплом конце теплообменника можно определить, используя соотношение (3.31):

$$\Delta T_{нед} = (303 - 75)\left[\frac{2}{106{,}5 + 2} + 0{,}07\frac{1{,}95}{106{,}5}\right] = 4{,}23 \text{ К}.$$

Исследования регенераторов ГХМ показывают, что для оценочных расчетов область применения формулы (3.31) может быть расширена в сторону меньших значений П.

Температурная недорекуперация близка к среднему температурному напору, что имеет место в реальных регенераторах ГХМ, так как изменение температуры рабочего тела в цикле близко к линейному.

Потери от недорекуперации

$$Q_{нед} = Gc_p\Delta T_{нед} = 0{,}742 \cdot 5{,}23 \cdot 10^3 \cdot 4{,}23 = 16\,415 \text{ Вт},$$

что составляет 1,85% тепловой нагрузки регенератора.

Колебание температуры насадки за цикл

$$\Delta T_{нас} = \frac{Q_т}{M_н c_н} = \frac{884\,790 \cdot 0{,}02}{3506 \cdot 0{,}785\,(0{,}284^2 - 0{,}136^2)\,0{,}074 \cdot 335} = 4{,}172 \text{ К},$$

где $G_н = M^1 \cdot 0{,}785(D^2_{нар} - D^2_{вн})H$ — масса насадки.

Потери давления в насадках из прессованных сеток определяют по формуле (3.51).

Коэффициент сопротивления ξ, входящий в эту формулу, находится с помощью графической зависимости, показанной на рис. 3.18, активная площадь поверхности $S'_т$ берется из табл. 3.5:

$$\xi = 3{,}5; \; S'_т = 24\,500 \text{ м}^2/\text{м}^3; \; w_ф = w/\varepsilon_н.$$

Тогда

$$\Delta p = 3{,}5\,\frac{8{,}62}{8}\left(\frac{1{,}73}{0{,}592}\right)^2 \frac{0{,}074 \cdot 24\,500}{0{,}592} = 99 \text{ кПа}.$$

Глава четвертая

Низкотемпературная ректификация

Низкотемпературная ректификация широко используется в технике для разделения воздуха с целью получения кислорода, азота, аргона, неона, криптона и ксенона. Гелий, метан, этан также получают в установках низкотемпературного охлаждения при разделении природных и попутных нефтяных газов.

Расчет процесса ректификации смесей газов с учетом влияния всех входящих в них компонентов крайне затруднителен. По этой причине сложные многокомпонентные газовые смеси обычно анализируются как бинарные или трейные. Например, воздух, содержащий в своем составе более десяти компонентов (см. таблицу в § 1.2), часто рассматривают как бинарную смесь, состоящую из азота и кислорода. Это допущение существенно упрощает расчет ВРУ. Если такое упрощение приводит к большим погрешностям, расчет проводят по методике для тройной

смеси. В частности, в установках для извлечения азота, кислорода и сырого аргона исходный продукт — воздух — рассматривается как тройная смесь азот — кислород — аргон.

В общем случае бинарные смеси можно разделить на три группы: смеси с практически взаимно нерастворимыми компонентами, смеси с частично растворимыми компонентами и смеси с полностью взаимно растворимыми компонентами. Для криогенной техники наибольший интерес представляют смеси, относящиеся к третьей группе, в связи с чем в дальнейшем будут рассматриваться преимущественно смеси с полностью взаимно растворимыми компонентами.

Смеси, получаемые как результат смешения чистых веществ, могут быть однородными (*гомогенными*) и неоднородными (*гетерогенными*).

Как известно, гомогенной называется система, химический состав и физические свойства которой во всех ее частях одинаковы или изменяются непрерывно от одной точки к другой [1]. Гетерогенной называется система, состоящая из двух или более гомогенных объемов, каждый из которых называется фазой. Фазы отделены друг от друга поверхностью раздела, при переходе через которую химический состав и физические свойства вещества меняются практически скачкообразно. Примером гомогенной системы является некоторый объем жидкого кислорода, химический состав которого одинаков, а физические свойства могут, вообще говоря, непрерывно меняться при переходе от одной точки к другой. Примером гетерогенной системы могут служить находящиеся в закрытом сосуде жидкий воздух и его насыщенный пар. Такая система имеет две фазы — жидкую и газообразную. При этом переход от свойств жидкости к свойствам пара происходит в пределах очень тонкого слоя, разделяющего фазы.

Гомогенная система и каждая фаза гетерогеинои системы могут состоять из одного или нескольких компонентов. В случае наличия в указанной системе или в фазе нескольких компонентов эта система или фаза называется смесью. Гомогенные смеси нельзя разделить на составные части чисто механическими средствами без совершения работы. Например, смесь жидких азота и кислорода не может быть разделена на чистые компоненты путем фильтрования или отстаивания. Гетерогенные смеси можно частично или полностью разделить механическим путем.

В отличие от чистых веществ, состояние которых определяется, например, параметрами p и T, для смеси должен быть задан также ее количественный состав (концентрации отдельных компонентов).

Если бинарная смесь состоит из M_1, кг, первого компонента и M_2, кг, второго компонента, то массовая доля второго компонента в смеси определяется как

$$\xi = M_2/(M_1+M_2) = M_2/M, \tag{4.1}$$

где M — масса смеси.

Массовая доля первого компонента

$$1-\xi = M_1/(M_1+M_2) = M_1/M. \tag{4.2}$$

Очевидно, что сумма массовых долей обоих компонентов в бинарной смеси равна единице.

В случае многокомпонентной смеси массовая доля i-го компонента

$$\xi_i = M_i/M. \tag{4.3}$$

[1] Иногда неправильно говорят, что гомогенной иазывается система, интенсивные величиины (состав, давление, температура, плотность и т. д.) любых сколь угодно малых объемов которой одинаковы.

Часто расчеты удобно проводить, определяя концентрацию компонентов в смеси в долях моля. Молярная доля вещества записывается как отношение количества молей i-го компонента M_i/μ_i к общему числу молей в смеси $\sum_{i=1}^{n} (M_i/\mu_i)$.

Таким образом, молярная концентрация, например, второго компонента в бинарной смеси может быть представлена в виде

$$x = \frac{M_2/\mu_2}{M_1/\mu_1 + M_2/\mu_2}. \tag{4.4}$$

Символ x обычно используют для обозначения молярной концентрации в жидкой фазе. Применительно к смеси газов используется символ y.

Для пересчета массовой концентрации в молярную и обратно используются соотношения:

$$x = \frac{\xi}{\frac{\mu_2}{\mu_1}(1-\xi)+\xi}; \tag{4.5}$$

$$\xi = \frac{x}{\frac{\mu_1}{\mu_2}(1-x)+x}. \tag{4.6}$$

4.1. Гомогенные бинарные смеси

Известно, что если смесь газов рассматривать как чисто механическую, то при смешении одинаково нагретых газов температура смеси не должна изменяться. Этому в точности следуют идеальные газы и с достаточным приближением — большинство реальных газов. Однако в отличие от газов при смешении жидкостей температура смеси может повышаться или понижаться. Очевидно, что в этих условиях для осуществления изотермического процесса необходимо к каждому килограмму смеси подвести (или отвести) некоторое количество теплоты q^*_t. Эта теплота, называемая изотермической теплотой смешения, зависит от физических свойств чистых компонентов, а также от концентрации смеси (рис. 4.1).

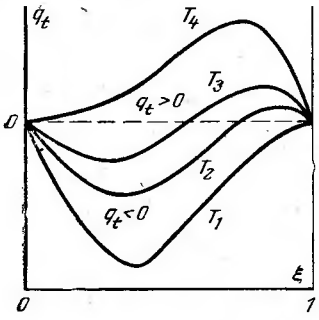


Рис. 4.1. q_t, ξ-диаграмма.

Понятно, что для случая $\xi=0$ и $\xi=1$ значение $q_t=0$, а при $0<\xi<1$ изотермическая теплота смешения может быть как положительной, так и отрицательной.

Как правило, q_t существенно зависит от температуры, при которой осуществляется процесс смешения.

Например, согласно рис. 4.1 для изотермы T_1 значение q_t отрицательно во всем диапазоне изменения концентрации (смесь нагревается, и теплоту необходимо отводить). В то же время осуществление изотермического процесса смешения при температуре T_4, наоборот, требует подвода теплоты ($q_t>0$) при любом значении концентрации ξ.

Очевидно, что величина q_t однозначно связана с изменением энтальпий в процессе смешения.

Если записать суммарную энтальпию компонентов до смешения как

$$i^0 = \xi i_2 + (1-\xi) i_1,$$

* Часто величину q_t относят не к 1 кг смеси, а к 1 кмолю.

а энтальпию смеси, получаемой при соблюдении условия T=const, обозначить через i, то для процесса смешения при p=const

$$q_t = i - i^0 = i - [\xi i_2 + (1-\xi) i_1]. \quad (4.7)$$

Аналогичное соотношение может быть записано и в том случае, если энтальпия смеси отнесена не к 1 кг, а к 1 кмолю:

$$Q_t = I - [I_2 x + (1-x) I_1]. \quad (4.8)$$

При этом

$$Q_t = \mu q_t;\ I_1 = \mu_1 i_1;\ I_2 = \mu_2 i_2;\ I = \mu i.$$

Молекулярная масса смеси μ определяется по правилу аддитивности:

$$\mu = (1-x)\mu_1 + x\mu_2. \quad (4.9)$$

Записывая выражение (4.7) в виде

$$i = q_t + [\xi i_2 + (1-\xi) i_1], \quad (4.10)$$

легко получить формулу для вычисления теплоемкости жидкой смеси при известных значениях теплоемкостей входящих в нее компонентов.

Для p=const и ξ=const

$$c_p = (\partial i / \partial T)_{p\xi}. \quad (4.11)$$

Подставляя (4.10) в (4.11), после дифференцирования получаем:

$$c_p = (\partial q_t / \partial T)_{p\xi} + \xi (\partial i_2 / \partial T)_p + (1-\xi)(\partial i_1 / \partial T)_p. \quad (4.12)$$

Так как

$$(\partial i_2 / \partial T)_p = c_{p2} \text{ и } (\partial i_1 / \partial T)_p = c_{p1}, \quad (4.13)$$

то

$$c_p = \left(\frac{\partial q_t}{\partial T}\right)_{p\xi} + (1-\xi) c_{p1} + \xi c_{p2}, \quad (4.14)$$

где c_{p1} и c_{p2} — теплоемкости компонентов при давлении и температуре смеси.

В зависимости от свойств компонентов $(\partial q_t / \partial T)_{p\xi}$ может быть как положительной, так и отрицательной.

Так как для большинства газов $q_t \approx 0$, то при вычислении теплоемкости их смесей справедливо

$$c_p = (1-\xi) c_{p1} + \xi c_{p2}. \quad (4.15)$$

Тепловые явления, сопровождающие процессы смешения жидкостей, удобно анализировать с помощью i, ξ-диаграммы (рис. 4.2), представляющей семейство изотерм, каждая из которых отражает зависимость энтальпии смеси i от концентрации ξ при T=const.

Построение изотерм осуществляется по точкам, ординаты которых определяются при одной и той же температуре для нескольких значений ξ. Положение искомых точек на диаграмме может быть легко найдено графически. Для этой цели используется уравнение (4.7), согласно которому энтальпия смеси i является алгебраической суммой изотермической теплоты смешения q_t, определяемой экспериментально, и энталь-

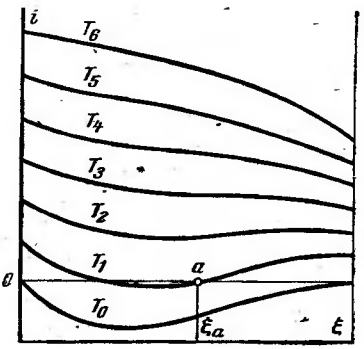


Рис. 4.2. i, ξ-диаграмма.

пии компонентов $\xi i_2 + (1-\xi) i_1$ до смешения. Из сказанного следует, что для графического определения, например, ординаты точки a необходимо при заданной концентрации ξ_a отложить в масштабе изотермическую теплоту смешения q_t вверх или вниз (в зависимости от знака) от прямой, соединяющей точки с координатами $(i_1, 0)$ и $(i_2, 1)$ (рис. 4.3). Если осуществить такое же построение для других значений ξ, выполняя условие T=const, то найденные в итоге точки определят положение изотермы на i, ξ-диаграмме.

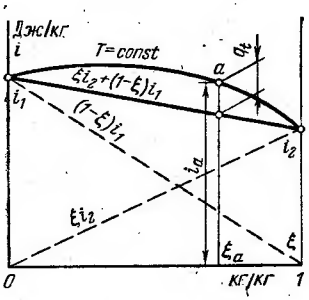


Рис. 4.3. Построение i, ξ-диаграммы для смеси двух чистых жидкостей.

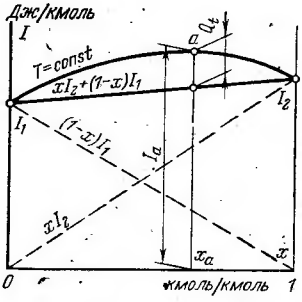


Рис. 4.4. Построение I, x-диаграммы для смеси двух чистых жидкостей.

На рис. 4.4 иллюстрируется аналогичный способ нанесения изотерм применительно к I, x-диаграмме.

Температура начала отсчета энтальпий чистых веществ, составляющих смесь, при построении i, ξ-диаграммы может быть в принципе выбрана произвольно. На рис. 4.2 эта температура принята равной T_0. Примечательно, что температура начала шкалы энтальпий для каждого состава смеси при этом определяется значением и знаком изотермической теплоты смешения q_t и в общем случае не равна T_0. Для смеси состава ξ_a (см. рис. 4.2), например, нулевая точка энтальпии соответствует температуре $T_1 (T_1 > T_0)$. Это значение температуры определяется изотермой T_1=const, которая проходит через точку a, характеризующую состояние смеси ξ_a при i=0.

Изотермическую теплоту смешения, обнаруживающую себя при смешении конечных количеств чистых веществ, следует рассматривать как *интегральную*.

Для решения ряда практических задач представляют интерес *дифференциальные* изотермические теплоты смешения q'_d и q''_d.

Для определения значений q'_d и q''_d рассмотрим процесс смешения очень малого количества dG чистого компонента (первого или второго) с достаточно большой массой состава ξ_0. Для того, чтобы температура смеси осталась неизменной, к ней необходимо подвести (или отвести) теплоту dQ. Тогда

$$q'_d = dQ / dG_1$$

— изотермическая теплота смешения для первого компонента;

$$q''_d = dQ / dG_2$$

— изотермическая теплота смешения для второго компонента.

Между интегральной и дифференциальными теплотами смешения существует однозначная взаимосвязь [11]:

$$q'_d = q_t - \xi_0 (dq_t/d\xi)_{\xi=\xi_0}; \qquad (4.16)$$

$$q''_d = q_t + (1 - \xi_0)(dq_t/d\xi)_{\xi=\xi_0}. \qquad (4.17)$$

Графическая иллюстрация к полученным соотношениям с использованием q, ξ-диаграммы представлена на рис. 4.5. Видно, что теплоты

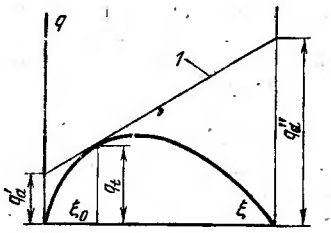


Рис. 4.5. Определение q'_d и q''_d на q, ξ-диаграмме.
1 — касательная.

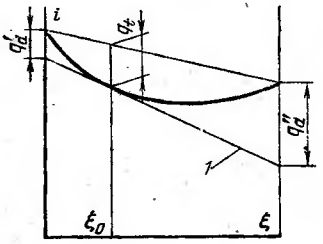


Рис. 4.6. Определение q'_d и q''_d на i, ξ-диаграмме.
1 — касательная.

смешения q'_d и q''_d соответствуют отрезкам, отсекаемым на осях ординат касательной, проведенной к кривой в точке с концентрацией ξ_0.

Нахождение дифференциальных теплот q'_d и q''_d с помощью i, ξ-диаграммы показано на рис. 4.6 и не требует пояснений.

Исключая производные из (4.16) и (4.17), легко получить иную форму взаимосвязи между q_t, q''_d и q'_d:

$$q_t = (1 - \xi_0) q'_d + \xi_0 q''_d. \qquad (4.18)$$

С помощью i, ξ-днаграммы (или i, x-диаграммы) удается достаточно просто и наглядно решать разнообразные задачи со смесями. Наиболее целесообразно использование i, ξ-диаграммы в тех случаях, когда полу-

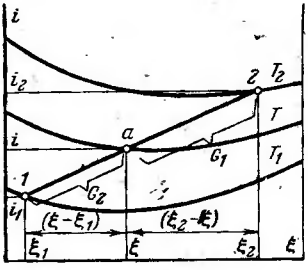


Рис. 4.7. Определение параметров смеси на i, ξ-диаграмме.

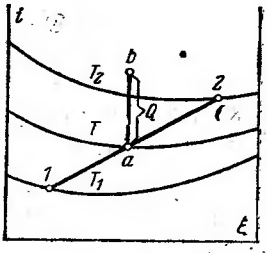


Рис. 4.8. Процесс смешения потоков с подводом теплоты на i, ξ-диаграмме.

чение требуемого результата аналитическим путем связано со значительными трудностями. Например, пусть в процессе смешения двух потоков G_1 и G_2 образуется смесь в количестве, равном единице. Как показано на рис. 4.7, первый и второй потоки, также являющиеся сме-

сями, имеют параметры ξ_1, T_1, i_1 и ξ_2, T_2, i_2 соответственно. Параметры ξ, T, i смеси, получаемой в процессе смешения, неизвестны и подлежат определению.

Для решения задачи используем уравнения баланса массы и энергии:

$$G_1 + G_2 = 1; \tag{4.19}$$

$$G_1\xi_1 + G_2\xi_2 = \xi; \tag{4.20}$$

$$G_1 i_1 + G_2 i_2 = i. \tag{4.21}$$

Последнее уравнение записано в предположении, что процесс смешения протекает в адиабатных условиях.

Решая совместно (4.19) и (4.20), получаем:

$$G_1 = \frac{\xi_2 - \xi}{\xi_2 - \xi_1}; \quad G_2 = \frac{\xi - \xi_1}{\xi_2 - \xi_1}. \tag{4.22}$$

Подставляя (4.22) в (4.21), получаем следующее выражение для энтальпии смеси:

$$i = i_1 + \frac{\xi - \xi_1}{\xi_2 - \xi_1}(i_2 - i_1), \tag{4.23}$$

которое, будучи записано в виде

$$\frac{i - i_1}{i_2 - i_1} = \frac{\xi - \xi_1}{\xi_2 - \xi_1}, \tag{4.24}$$

представляет собой уравнение прямой линии в отрезках.

Следовательно, точка *a* (рис. 4.7), характеризующая состояние получаемой смеси, лежит на прямой, соединяющей точки *1* и *2*, соответствующие состояниям исходных смесей.

Из уравнения

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi}{\xi - \xi_1}, \tag{4.25}$$

полученного согласно (4.22), следует также, что точка *a* делит отрезок *1-2* в отношении G_2/G_1.

Таким образом, для определения параметров получаемой смеси нет необходимости производить какие-либо вычисления. Достаточно на *i*, ξ-диаграмму нанести точки *1* и *2*, соединить их отрезком прямой и затем разделить его в отношении G_2/G_1, как показано на рис. 4.8. Полученная точка *a* позволяет найти параметры смеси *T*, *i* и ξ. При этом температура *T* соответствует изотерме, проходящей через точку *a*. Заметим, что определение температуры *T* аналитическим методом представляет собой достаточно сложную задачу, решение которой может быть получено только путем подбора.

Изложенное правило графического решения задачи смешения справедливо вне зависимости от того, в каком агрегатном состоянии находятся смеси до и после смешения. Оно, в частности, будет широко использоваться в дальнейшем при анализе процессов, протекающих с участием двух фаз — жидкой и газообразной.

Если процесс смешения сопровождается подводом (или отводом) теплоты, то энтальпия получаемой смеси может быть найдена из соотношения

$$i_Q = i \pm Q, \tag{4.26}$$

где i — энтальпия смеси в адиабатных условиях [см. (4.23)]; Q — количество теплоты, отнесенное к единице массы смеси.

Точка b, характеризующая состояние смеси с энтальпией i_Q, находится графически, как показано на рис. 4.8. При этом положение точки a определяется так же, как в предыдущем примере (см. рис. 4.7).

4.2. Гетерогенные бинарные смеси

В целях анализа и расчета процессов низкотемпературного разделения газовых смесей наиболее широко используются соотношения, характеризующие равновесные состояния двухфазных гетерогенных систем жидкость — пар. Эти соотношения обычно представляются в виде так называемых *фазовых диаграмм.*

Связь между числом независимых параметров состояния термодинамической системы, находящейся в равновесии, числом фаз и числом компонентов определяется правилом фаз Гиббса [51]:

$$\psi = n - r + 2, \tag{4.27}$$

где ψ — число независимых параметров состояния (соответствует *числу степеней свободы системы*); n — число компонентов системы; r — число фаз.

Правило Гиббса справедливо для систем с любым количеством компонентов и фаз.

Применительно к рассматриваемым двухфазным гетерогенным системам число независимых параметров равно числу компонентов, т. е. $\psi = n$. В частности, для бинарной смеси, содержащей две фазы, находящиеся в состоянии равновесия, $\psi = 2$. Это означает, что из трех выбранных параметров, определяющих состояние системы, только два могут быть заданы произвольно. Третий параметр является однозначной функцией двух других. Таким образом, для построения фазовой диаграммы, устанавливающей зависимость между двумя термодинамическими величинами, необходимо фиксировать значение третьей величины. При $p = \text{const}$ равновесные характеристики бинарных (двухкомпонентных) смесей обычно представляют в x, T-, x, y- и I, x-координатах, а при $T = \text{const}$ в x, p-координатах. Конкретный вид зависимостей определяется условиями взаимной растворимости и индивидуальными свойствами чистых компонентов.

Прежде чем перейти к описанию равновесных свойств смесей, введем некоторые понятия. *Легколетучим (нижекипящим) компонентом* называют компонент, имеющий большее по сравнению с другим компонентом давление насыщенных паров при заданной температуре. Легколетучему компоненту при $p = \text{const}$ соответствует более низкая температура насыщения. При этом второй компонент с меньшим давлением насыщенных паров и большей температурой насыщения называется *труднолетучим (вышекипящим) компонентом.*

Относительная летучесть компонентов a равна отношению давления пара P_2 чистого нижекипящего компонента (компонент *2*) к давлению пара P_1 чистого (вышекипящего) компонента (компонент *1*) при той же температуре:

$$a = P_2 / P_1. \tag{4.28}$$

Согласно уравнению Клапейрона и Трутона [49] коэффициент относительной летучести a может быть найден с использованием прибли-

женного соотношения

$$\lg a \approx 9\,\frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2}, \tag{4.29}$$

где T_1 и T_2 — температуры кипения компонентов при одном и том же давлении.

Расчет по формуле (4.29) тем точнее, чем ближе температуры кипения компонентов.

Идеальные смеси. Идеальные смеси характеризуются постоянством относительной летучести a во всем диапазоне изменения температур от точки кипения легколетучего компонента до точки кипения труднолетучего компонента.

Для описания равновесных свойств идеальных смесей можно воспользоваться законом Рауля, согласно которому парциальное давление одного из компонентов в паровой фазе, находящейся в равновесии с кипящей при некоторой температуре жидкой смесью, равно мольной доле этого компонента в жидкости, умноженной на давление насыщенных паров того же компонента, кипящего в чистом виде при температуре смеси. Если обозначить парциальное давление нижекипящего (второго) компонента над смесью p_2, его мольную долю x и давление паров чистого второго компонента при температуре смеси P_2, то закон Рауля может быть записан в виде

$$p_2 = P_2 x \tag{4.30}$$

или для вышекипящего (первого) компонента как

$$p_1 = P_1(1-x). \tag{4.31}$$

Если учесть, что между парциальным давлением любого компонента и его мольной концентрацией в паровой фазе существует связь в форме закона Дальтона

$$y = p_2/P \quad \text{и} \quad 1-y = p_1/P, \tag{4.32}$$

где P — общее давление над смесью, то нетрудно получить соотношение, устанавливающее зависимость между содержанием, например, легколетучего компонента в равновесных парах и его концентрацией в жидкой смеси

$$y = xP_2/P. \tag{4.33}$$

Представив давление над смесью как сумму парциальных давлений чистых компонентов

$$P = p_2 + p_1 = xP_2 + (1-x)P_1, \tag{4.34}$$

можно записать соотношение (4.33) в виде

$$y = \frac{xP_2}{xP_2 + (1-x)P_1} \tag{4.35}$$

или с учетом (4.28)

$$y = \frac{ax}{ax + (1-x)}. \tag{4.36}$$

Выражение (4.36) можно записать в более удобной форме:

$$\frac{y}{1-y} = a\frac{x}{1-x}. \tag{4.37}$$

Из (4.37) следует, что относительное содержание легколетучего компонента в паровой фазе в a раз больше, чем в жидкой смеси. Таким

образом, чем больше относительная летучесть a, тем значительней различие концентраций паровой и жидкой фаз и тем легче осуществить разделение смеси на составляющие ее компоненты.

Согласно (4.30) и (4.31) парциальные давления паров чистых компонентов в зависимости от концентрации жидкой смеси графически изображаются прямыми линиями. Суммарное давление паров над смесью при постоянной температуре, как следует из (4.34), с изменением концентрации x в пределах от 0 до 1 также изменяется по линейному закону от P_1 до P_2 (рис. 4.9,a).

На рис. 4.9,$б$ представлена фазовая диаграмма, связывающая концентрации паровой и жидкой фаз с температурой кипения смеси при заданном давлении. По оси абсцисс отложены молярные доли легко-

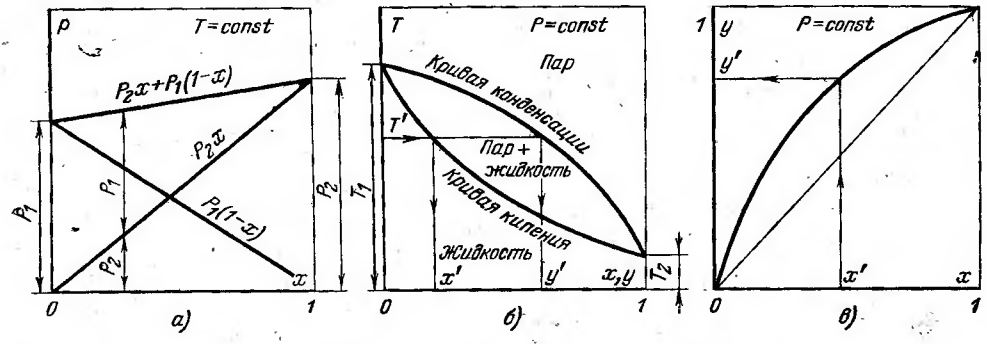


Рис. 4.9. Равновесные свойства идеальных двухкомпонентных смесей.
а — давление паров над жидкой смесью в зависимости от ее состава (*P*, *x*-диаграмма); *б* — фазовая диаграмма кипения и конденсации смеси (*T*, *x*-диаграмма); *в* — диаграмма равновесия (*x*, *y*-диаграмма).

кипящего компонента в жидкой и паровой фазах, а по оси ординат — температура кипения. Зависимость между составом жидкой смеси и температурой изображается нижней линией, называемой *кривой кипения*. Взаимосвязь концентрации равновесного пара и температуры кипения смеси характеризуется верхней линией, называемой *кривой конденсации*. Температуры T_1 и T_2 являются температурами кипения чистых компонентов при давлении P.

T, x-диаграмма (рис. 4.9,$б$) строится с использованием термодинамических таблиц, содержащих температуры кипения чистых компонентов в зависимости от давления. При этом для любых значений температур T', T'', T''' ..., лежащих в пределах от T_1 до T_2, могут быть найдены соответствующие давления P'_1, P''_1, P'''_1 ... и P'_2, P''_2, P'''_2, ... обоих компонентов, кипящих в чистом виде. Определив затем x', x'', x''', ... по уравнению (4.34), записанному в виде

$$x = \frac{P - P_1}{P_2 - P_1}, \qquad (4.38)$$

легко построить кривую кипения.

Кривая конденсации наносится на диаграмму после определения соответствующих значений y', y'', y''' ... с помощью (4.33), (4.35) или (4.36).

Отличительной особенностью T, x-диаграммы является то, что на оси абсцисс одновременно откладывается как состав пара y, так и состав

жидкой смеси x. В качестве примера на рис. 4.9,*б* показана связь между температурой T' и соответствующими ей концентрациями x' и y'.

Метод построения y, x-диаграммы (рис. 4.9,*в*) с помощью фазовой диаграммы очевиден; y, x-диаграмма широко используется для расчета процессов разделения смесей. Она показывает зависимость состава пара от концентрации жидкой смеси при постоянном давлении, являясь, таким образом, графической иллюстрацией уравнений (4.35) и (4.36).

Согласно (4.36) для легколетучего компонента y всегда больше x ($a>1$). Поэтому кривая равновесия идеальных смесей всегда расположена над диагональю квадрата со сторонами $y=1$ и $x=1$.

В равновесных условиях свойства n-компонентных смесей, подчиняющихся законам Дальтона и Рауля, можно описать с помощью следующих уравнений:

$$p_i = y_i P = x_i P_i; \tag{4.39}$$

$$\sum_{i=1}^{n} x_i = 1; \tag{4.40}$$

$$\sum_{i=1}^{n} y_i = 1; \tag{4.41}$$

$$\sum_{i=1}^{n} p_i = P; \tag{4.42}$$

$$y_i = x_i P_i \Big/ \sum_{i=1}^{n} P_i = x_i P_i / P; \tag{4.43}$$

$$a_{ij} = P_i / P_j, \tag{4.44}$$

где p_i — парциальное давление i-го компонента в паровой фазе; y_i — концентрация i-го компонента в паровой фазе, находящейся в равновесии с жидкостью; P — суммарное давление над жидкостью; x_i — концентрация i-го компонента в жидкой смеси; индекс j относится к компоненту с наиболее высокой температурой кипения (вышекипящий компонент).

Неидеальные смеси. Большинство реальных смесей, в том числе состоящих из азота, кислорода и аргона, являются неидеальными. Для таких смесей относительная летучесть $a \neq \text{const}$.

В практических расчетах отклонение равновесных свойств неидеальной смеси от свойств идеальной смеси учитывается коэффициентом активности γ. Для нижекипящего компонента

$$\gamma_2 = p_2 / (x P_2), \tag{4.45}$$

для вышекипящего компонента

$$\gamma_1 = p_1 / [(1-x) P_1]. \tag{4.46}$$

Применительно к идеальным смесям, как это следует из (4.30) и (4.31), $\gamma_1 = \gamma_2 = 1$.

Коэффициент активности характеризует взаимодействие молекул в смеси и является функцией физических свойств отдельных компонентов и их концентраций в растворе. Его значение может быть больше или меньше единицы.

Введя понятие коэффициента активности, можно составить систему уравнений, позволяющую установить количественные соотношения между составом пара и жидко-

сти в равновесных условиях для n-компонентной неидеальной смеси:

$$p_i = x_i\gamma_i P_i = y_i P; \tag{4.47}$$

$$\sum_{i=1}^{n} x_i = 1; \tag{4.48}$$

$$\sum_{i=1}^{n} y_i = 1; \tag{4.49}$$

$$\sum_{i=1}^{n} p_i = P; \tag{4.50}$$

$$y_i = x_i\gamma_i P_i/\Sigma p_i; \tag{4.51}$$

$$a_{ij} = \gamma_i P_i/(\gamma_j P_j) = x_j p_i/(x_i p_j) = y_i x_j/(y_j x_i). \tag{4.52}$$

Здесь использованы те же обозначения, что и при составлении системы уравнений (4.39)—(4.44).

Соотношения (4.47)—(4.52) дают возможность построить равновесные диаграммы для нендеальных смесей, если известны значения коэффициентов активности, расчет которых представляет определенные трудности.

Согласно Ван-Лаару, например, γ_1 и γ_2 для первого и второго компонентов бинарной смеси могут быть вычислены с использованием уравнений

$$\lg\gamma_2 = \frac{A_2}{\left(1+\dfrac{x}{(1-x)}\dfrac{A_2}{A_1}\right)^2}; \tag{4.53}$$

$$\lg\gamma_1 = \frac{A_1}{\left(1+\dfrac{(1-x)}{x}\dfrac{A_1}{A_2}\right)^2}. \tag{4.54}$$

Коэффициенты A_1 и A_2 имеют постоянные значения для рассматриваемой композиции. Наиболее просто их можно найти, располагая как минимум двумя опытными значениями равновесных концентраций и соответствующими им значениями коэффициентов активности. Теоретический расчет коэффициентов A_1 и A_2 достаточно сложен.

Несколько иной подход к оценке равновесия двухфазных систем предложен Гиббсом, который ввел понятие *химического потенциала.* Согласно Гиббсу система пар — жидкость находится в термодинамическом равновесии, если наблюдается равенство температур фаз и химических потенциалов каждого из компонентов в паровой и жидкой фазах [1].

Параметром, эквивалентным химическому потенциалу, является *фугитивность* f, которая более удобна для анализа равновесных свойств бинарных и многокомпонентных смесей. Фугитивность однозначно связана с химическим потенциалом и может трактоваться как термодинамическое давление. В частности, для идеальных смесей фугитивность равна парциальному давлению компонентов.

С введением понятия фугитивности условие равновесия фаз при равенстве температур последних может быть записано в виде

$$f_i^D = f_i^G. \tag{4.55}$$

Используя коэффициенты летучести и активности

$$a_i = f_i^D/(y_i P); \tag{4.56}$$

$$\gamma_i = f_i^G/(x_i f_i^{0G}), \tag{4.57}$$

соотношение (4.55) можно переписать в следующем виде:

$$a_i y_i P = \gamma_i x_i f_i^{0G}, \tag{4.58}$$

где f_i^{0G} — фугитивность i-го компонента в стандартном состоянии; индексы G и D относятся к жидкой и газообразной фазам соответственно.

Это соотношение является термодинамически строгим условием равновесия многокомпонентных двухфазных смесей.

К сказанному следует добавить, что при $P \ll P_{кр}$ для паровой фазы применимы законы идеального газа и, следовательно, неидеальность двухфазной системы определяется неидеальностью жидкой смеси. В этих условиях фугитивность равна парциальному давлению рассматриваемого компонента смеси. Более подробно теоретические исследования равновесных свойств многокомпонентных неидеальных смесей представлены в [49]. Применительно к смесям, используемым в криогенной технике, эти вопросы рассмотрены в [65, 66, 84].

Хотя теоретические методы расчета равновесных свойств смесей и существуют, в инженерной практике чаще всего используют результаты экспериментальных исследований свойств бинарных и многокомпонентных смесей.

На рис. 4.10 приведена фазовая T, x, y-диаграмма для двухкомпонентной смеси азот — кислород. Кривые изменения состава пара и жид-

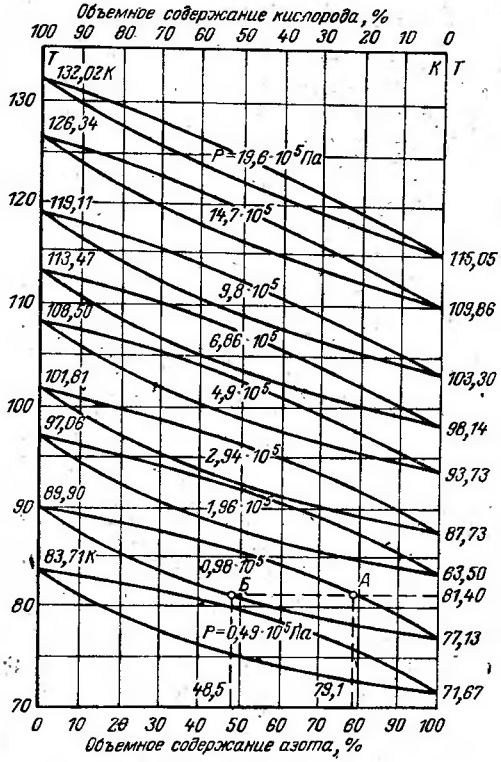


Рис. 4.10. Состав смеси азот—кислород при различных температурах и давлениях.

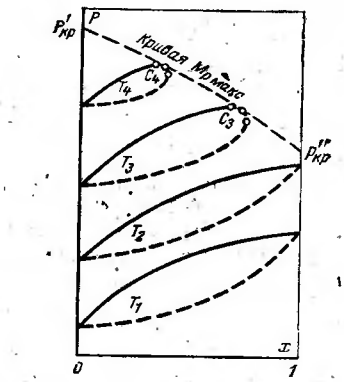


Рис. 4.11. P, x, y-диаграмма в околокритической областн.

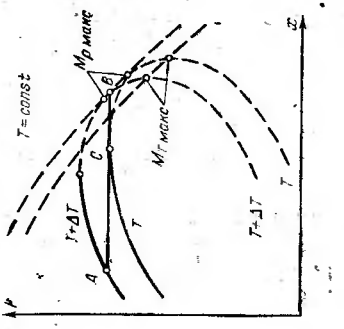


Рис. 4.12. Поведение смесн в околокритической области.

кости от температуры (так называемые «рыбки») построены для различных давлений в диапазоне от $0{,}49 \cdot 10^5$ до $19{,}6 \cdot 10^5$ Па. Диаграмма отражает зависимость между равновеснымн концентрациями паровой y и жидкой x фаз смеси, температурой T и абсолютным давлением P. Если известно, например, состояние пара при $P = P_1$ (точка A), то равновесное состояние жидкости соответствует пересеченню горизонтальной прямой (изотермы), проведенной через точку A, с нижней кривой «рыбки» (точка $Б$). Из диаграммы видно, что при одном и том же составе жидкости концентрация азота в равновесном паре уменьшается с ростом давления P.

Поведение фаз двухкомпонентной смеси в околокритической области удобно анализировать в P, x, y-диаграмме (рис. 4.11), каждая «рыбка» на которой соответствует постоянной температуре T. Начиная с критического давления $P''_{кр}$ второго компонента, «рыбки» смещаются в левую часть диаграммы, а при $P=P'_{кр}$ вырождаются. В области давлений $P''_{кр}<P<P'_{кр}$ кривые кипения (сплошные линии) и конденсации (пунктирные линии) соединяются не в крайней правой точке, как это имеет место при $P<P''_{кр}$, а в точках $C_3(T_3)$ и $C_4(T_4)$, соответствующих максимуму давления P для каждой из «рыбок». Точка $C_3(C_4)$ является *критической точкой*, в которой для обеих фаз одинаковы все параметры состояния, в том числе и концентрация. В отличие от простого вещества

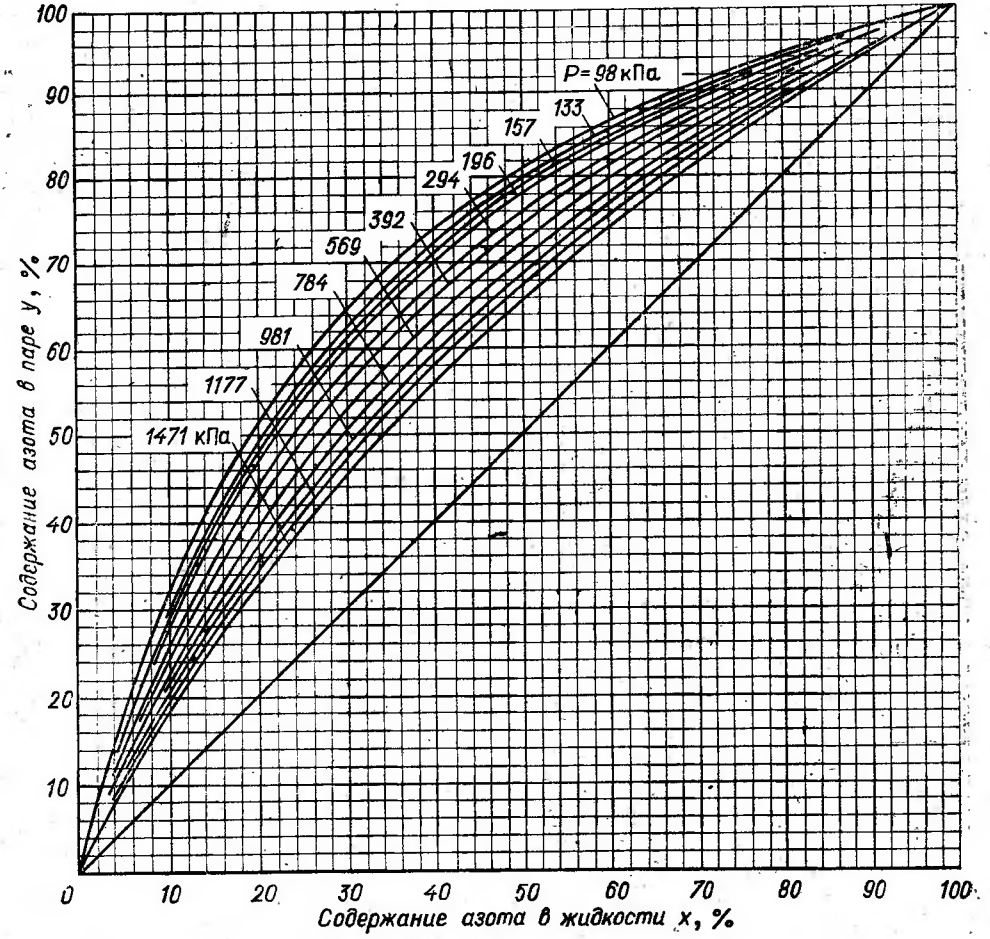


Рис. 4.13. Диаграмма равновесия (x, y-диаграмма) для смеси азот — кислород.

сверхкритическое состояние не достигается, если температуру смеси с параметрами точки C повысить на величину ΔT. В этом случае смесь снова распадается на две фазы: жидкость, находящуюся в состоянии A, и пар — в состоянии B (рис. 4.12).

Из сказанного следует, что в области насыщения для смеси состава x давление и температура в точке C не являются максимально возможными.

Для заданной концентрации x наибольшее давление $P_{макс}$, при котором смесь все еще находится в насыщенном состоянии, определяется с помощью огибающей „рыбки" — кривой, являющейся геометрическим местом точек касания $M_{P_{макс}}$ с линиями конденсации. Кривая, проходящая через крайние правые точки „рыбок" $M_{T_{макс}}$, соответствует максимальным значениям температур $T_{макс}$. Кривые $M_{P_{макс}}$ и $M_{T_{макс}}$ не совпадают, поэтому смесь в насыщенном состоянии не может одновременно находиться при максимально возможных температуре и давлении.

Возвращаясь к вопросу о нагреве смеси с параметрами точки C, можно утверждать, что сверхкритическое состояние может быть достигнуто лишь в том случае, если одновременно с повышением температуры увеличить давление до значения не менее $P_{макс}$, соответствующего концентрации x.

Зависимость между находящимися в равновесии составами жидкой и паровой фаз системы азот — кислород при различных давлениях отражена на x, y-диаграмме (рис. 4.13). По оси абсцисс откладываются

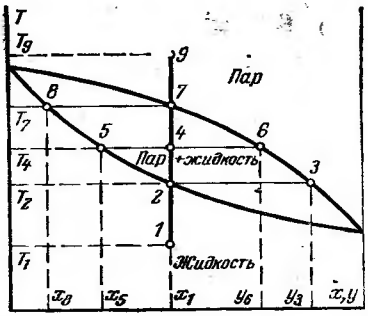


Рис. 4.14. Процесс испарения бинарной смеси в T, x, y-диаграмме.

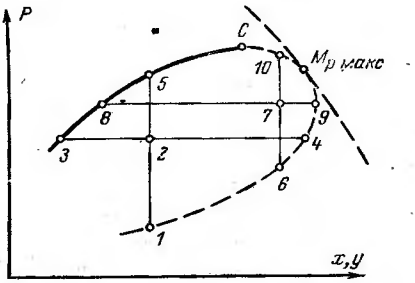


Рис. 4.15. Конденсация (испарение) бинарной смеси в околокритической области.

концентрации нижекипящего компонента (азота) в жидкости, а по оси ординат — концентрации этого же компонента в паре.

Простота и наглядность изображения разнообразных процессов со смесями на диаграммах предопределили их широкое практическое использование. Иллюстрируя это, рассмотрим процесс испарения двухкомпонентной смеси при постоянном давлении в T, x, y-диаграмме (рис. 4.14).

Пусть начальное состояние смеси характеризуется точкой *1*, которой соответствуют определенные значения концентрации x_1 и температуры T_1. В процессе нагрева жидкость повышает свою температуру и при достижении значения T_2 начинает кипеть (точка *2*). Равновесное состояние пара при этом определяется положением точки *3* с параметрами T_2 и y_3. Так как $y_3 > x_1$, то в процессе дальнейшего испарения в паровую фазу будет преимущественно переходить нижекипящий компонент, что приведет к постепенному уменьшению его концентрации в жидкой фазе. Для некоторого промежуточного состояния смеси в об-

ласти влажного пара (точка *4*) содержание нижекипящего компонента в жидкости снизится до значения x_5. Равновесный пар при этом (точка *6*) также уменьшит свою концентрацию от y_3 до y_6. Несмотря на то, что давление при этом останется неизменным, температура обеих фаз повысится до значения T_4. Процесс фазового перехода закончится в точке *7*, когда испарится последняя капля жидкости равновесного состава x_8 (точка *8*). Образовавшийся пар будет иметь концентрацию y_7, равную исходной концентрации жидкости x_1, и температуру T_7. При дальнейшем подводе теплоты пар становится перегретым (точка *9*), при этом его состав остается неизменным, т. е. $y_9=y_7$.

Пользуясь правилом смешения, для любого промежуточного состояния смеси в области влажного пара (между точками *2* и *7*) легко определить долю испарившейся жидкости δ. Например, для смеси в точке *4* эта доля равна отношению длины отрезка *4-5* к длине отрезка *6-5*, т. е.

$$\delta=\frac{x_1-x_5}{y_6-x_5}.$$

Соответственно относительное количество жидкости φ в смеси равно:

$$\varphi=\frac{y_6-x_1}{y_6-x_5}.$$

Очевидно, что

$$\varphi+\delta=1.$$

Несколько более сложная картина фазового перехода наблюдается в том случае, когда смесь находится в околокритической области. Для анализа воспользуемся P, x, y-диаграммой (рис. 4.15).

Процесс конденсации насыщенного пара из состояния *1*, находящегося левее критической точки C, протекает обычно. По мере повышения давления P (при T=const) пар начинает конденсироваться, и в точке *2* смесь состоит из жидкости *3* и сухого насыщенного пара *4*. При дальнейшем изотермическом сжатии достигается состояние *5*, в котором пар полностью переходит в жидкость. Естественно, что изотермическому расширению от давления P_5 до давления P_1 будет соответствовать обратный процесс полного испарения жидкости.

Если изотермическое сжатие реализовать в области, лежащей правее критической точки C, то наблюдаемый характер процесса будет совершенно иным. Пусть исходным состоянием смеси является насыщенный пар в точке *6*. Сначала при повышении давления происходит частичная конденсация. В точке *7* присутствуют жидкая фаза состояния *8* и сухой пар с параметрами точки *9*. Затем образовавшаяся жидкость вновь начинает испаряться, так что в конце процесса (точка *10*) смесь будет находиться в состоянии сухого насыщенного пара, но при большем, чем вначале, давлении. Описанное явление носит название *обратной конденсации*.

Следует отметить, что в промышленных криогенных установках процессы фазового перехода двух- и многокомпонентных смесей реализуются, как правило, при давлениях, существенно меньших $P''_{кр}$. Тем не менее приведенное выше краткое изложение особенностей поведения смесей в околокритической области представляется полезным, поскольку с физической точки зрения они, несомненно, интересны.

Рассмотренные диаграммы предоставляют большие возможности для расчета разнообразных процессов с двухкомпонентными смесями, однако с их помощью нельзя количественно анализировать сопутствую-

щие тепловые явления. *I, x*-диаграмма, впервые введенная в практику Поншоном, не имеет этого недостатка. Поэтому она нашла исключительно широкое применение при проектировании разделительных установок, а также в расчетах отдельных процессов, сопровождающихся фазовыми переходами смесей.

Построение *I, x*-диаграммы осуществляется для условия $P=\text{const}$ с использованием экспериментальных результатов по изотермическим теплотам смешения Q_t и *T, x, y*-диаграммы (рис. 4.16). Зная теплоты смешения для различных x и T, можно в координатах *I, x* нанести ряд изотерм в интервале между температурами насыщения T_1 и T_2 первого и второго компонентов. С этой целью используются соотношения (4.7) и (4.8). Напомним, что изотермы в области перегретого пара, вследствие того что $q_t=0$ ($Q_t=0$), представляют собой прямые линии. В тех случаях, когда теплоты смешения жидких компонентов настолько малы, что ими можно пренебречь, построение изотерм также осуществляется по линейному закону.

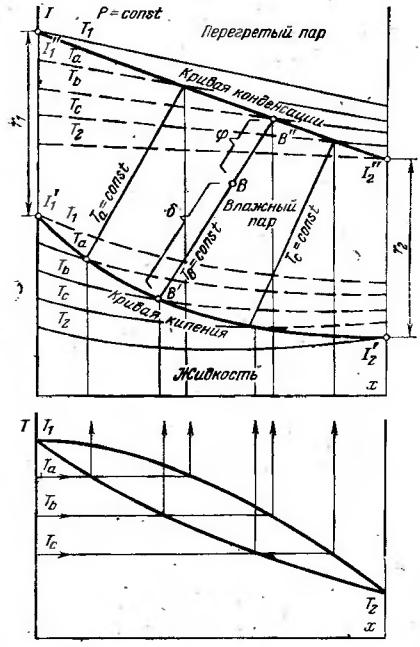


Рис. 4.16. Построение *I, x*-диаграммы двухкомпонентной смеси.

Изобары начала кипения (кривая кипения) и конденсации (кривая конденсации) могут быть перенесены на *I, x*-диаграмму из *T, x, y*-диаграммы. Для этого с помощью *T, x, y*-диаграммы для каждой из выбранных промежуточных температур T_a, T_b, T_c находятся равновесные концентрации паровой y_a, y_b, y_c и жидкой x_a, x_b, x_c фаз, которые наносятся на соответствующие изотермы жидкости и пара *I, x*-диаграммы. Очевидно, что изотермам $T_1=\text{const}$ и $T_2=\text{const}$ соответствуют концентрации $y=x=0$ и $y=x=100\%$ чистых компонентов. Полученные таким образом точки позволяют провести кривые кипения и конденсации, которые в отличие от *T, x, y*-диаграммы не пересекаются на осях координат при $x=0$ и $x=100\%$ (рис. 4.16). Видно, что разность энтальпий насыщенных пара и жидкости переменна и зависит от состава смеси. При $x=0$ она равна теплоте парообразования первого компонента $r_1=I''_1-I'_1$, а при $x=100\%$ — теплоте парообразования второго компонента $r_2=I''_2-I'_2$.

Область состояний смеси, расположенная ниже кривой кипения, является областью недогретой до температуры насыщения жидкости. Выше кривой конденсации лежит область перегретого пара.

Между пограничными кривыми расположена область влажного пара, который представляет собой гетерогенную смесь равновесных фаз, имеющих одну и ту же температуру. Согласно правилу смешения состояние равновесной смеси из насыщенных пара и жидкости, температура которых одинакова и равна, например, T_B (точки B'' и B'), характеризуется некоторой точкой B, расположенной на прямой $B''B'$. Ясно, что эта прямая является изотермой $T_B=\text{const}$. Таким образом, для

построения изотермы в области влажного пара достаточно провести прямую через две точки на кривых кипения и конденсации, которым соответствует одна и та же заданная температура. Углы наклона различных изотерм к оси абсцисс в области влажного пара не одинаковы. Они зависят от концентрации смеси и давления. Для чистых компонентов изотермы T_1=const и T_2=const представляют собой вертикальные прямые, совпадающие с осями ординат. Наименьшие углы наклона при P=const изотермы имеют в средней части диаграммы.

Чтобы не загромождать I, x-диаграмму, изотермы в области между пограничными кривыми обычно не изображаются. Необходимые для

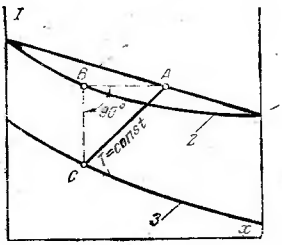


Рис. 4.17. Построение изотерм с помощью вспомогательной кривой.

1 — кривая конденсации; *2* — вспомогательная кривая; *3* — кривая кипения.

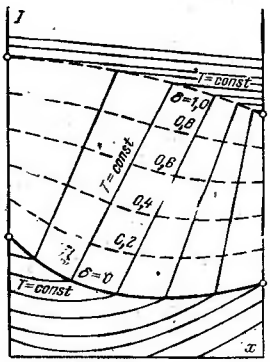


Рис. 4.18. Кривые постоянного паросодержания δ.

выполнения расчетов линии T=const строятся с помощью вспомогательной кривой. Принцип такого построения понятен из рассмотрения рис. 4.17.

Паросодержание δ влажного пара определяется так же, как и при использовании T, x, y-диаграммы (см. рис. 4.14). В частности, для точки B величина δ согласно рис. 4.16 находится как отношение отрезка $B'B$ к отрезку $B'B''$. Если соединить между собой все точки с одинаковыми значениями δ, то на I, x-диаграмме можно получить семейство кривых постоянного паросодержания (рис. 4.18), которые являются одновременно линиями постоянной влажности φ=const, поскольку φ=1—δ.

При расчете процессов ректификации и дросселирования удобно пользоваться совмещенной I, x-диаграммой, построенной для нескольких различных давлений. С ростом последних пограничные кривые смещаются вверх, в сторону более высоких энтальпий. I, x-диаграмма для двух давлений P_1 и P_2 показана на рис. 4.19. Характерным является то, что одна и та же точка на этой диаграмме может соответствовать различным состояниям смеси. В частности, точка C при $P=P_2$ находится на кривой кипения (насыщенная жидкость) и имеет температуру $T=T_C$. При снижении давления от P_2 до P_1 точка D, совпадающая с точкой C, попадает в область влажного пара (гетерогенная смесь жидкости D' и пара D'') с паросодержанием $\delta=D'D/D'D''$ и температурой $T=T_D$. Очевидно, что переходу смеси из состояния C в состояние D ($I_C=I_D$=const, $x_C=x_D$=const) отвечает процесс дросселирования, сопровождающийся изменением температуры на $\Delta T=T_C-T_D$. I, x-диа-

грамма, как правило, применяется для анализа и расчета различных процессов с двухкомпонентными смесями, претерпевающими фазовые переходы. В то же время при составлении материальных и энергетических балансов установок и отдельных аппаратов, в которых рассматриваемые процессы реализуются, с целью более точного определения параметров состояний, калорических свойств и равновесных составов жидкости и пара целесообразно обращаться к ранее рассмотренным T, x, y- и y, x-диаграммам, а также к T, S-, I, S-, I, T-диаграммам и T, P, I, x, y-номограмме Герша и Цеханского.

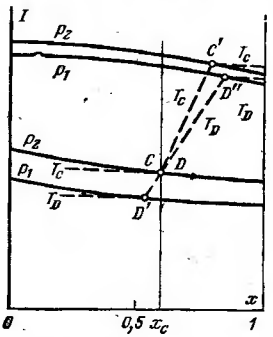


Рис. 4.19. I, x-диаграмма двухкомпонентной смеси для двух давлений.

T, P, I, x, y-номограмма связывает пять параметров, характеризующих равновесное состояние двухкомпонентной смеси: температуру T, давление P, энтальпию I, концентрацию жидкости x и концентрацию пара y. Поле номограммы разбито на две части: область жидкости и область пара.

На рис. 4.20 изображена T, P, I, x, y-номограмма для системы азот — кислород. Пунктиром показано определение энтальпий жидкости и пара, находящихся в равновесии при $T=102$ К и $P=5$ кг/см^2 (0,49 МПа).

Указывая на необходимость одновременного применения в расчетах нескольких диаграмм, следует обратить внимание на связанную с этим возможность получения ошибочного результата.

Поскольку существующие рабочие диаграммы создавались различными авторами, они не согласованы по энтальпиям, т. е. имеют различные точки начала их отсчета. По этой причине определяемые с помощью разных диаграмм энтальпии для одинаковых состояний бинарной смеси или чистых компонентов будут различными.

Для согласования по энтальпиям двух диаграмм для чистого компонента (например, T, S- и I, T-диаграмм для азота) одна из них выбирается в качестве базовой. Постоянная поправка ΔI для другой диаграммы вычисляется как разность значений энтальпий $\Delta I=I-I_{баз}$, найденных по двум диаграммам в точках, характеризующих одно и то же состояние вещества. В дальнейшем эта поправка прибавляется со своим знаком ко всем найденным при выполнении расчетов значениям энтальпии.

В случае, когда необходимо согласовать несколько диаграмм для компонентов и их смесей, поступают аналогично. При этом за базовую целесообразно принимать диаграмму для смеси переменного состава (например, I, x-диаграмму). Тогда диаграммы для чистых компонентов и смесей одной концентрации (например, воздуха) будут иметь постоянные поправки.

Если в качестве базовых использовать диаграммы состояния чистых компонентов, то в I, x-диаграмме для смеси переменного состава поправки будет иметь переменное значение. Для ее определения необходимо пользоваться соотношением [80]

$$\Delta I_{см}=x\Delta I_2+(1-x)\Delta I_1, \qquad (4.59)$$

где ΔI_1 и ΔI_2 — смещения точек начала отсчета энтальпий первого и второго компонентов смеси, полученные из сопоставления с базовыми диаграммами.

Из (4.59) следует, что поправка $\Delta I_{см}$ является функцией концентрации x и ее приходится вычислять в каждом конкретном случае, что практически неудобно.

Ниже рассмотрены методы расчета конденсационно-испарительных процессов разделения газовых смесей с использованием диаграмм со-

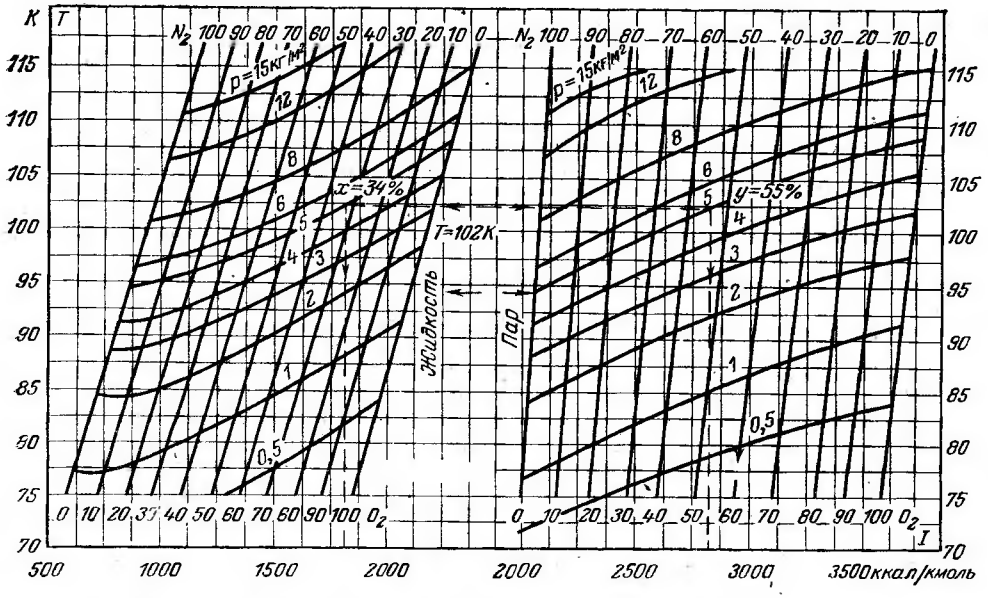


Рис. 4.20. T, P, I, x, y-номограмма для системы азот — кислород.

стояния. К числу таких процессов, занимающих доминирующее место в технике низких температур, относятся: *непрерывное испарение, непрерывная конденсация и ректификация.* Различают полное и неполное (частичное) разделение смесей. В первом случае процесс характеризуется получением в чистом виде всех компонентов, составляющих разделяемую смесь. Неполному разделению соответствует получение хотя бы одной *фракции*, т. е. смеси, отличающейся от исходной повышенным содержанием того или иного компонента.

4.3 Непрерывное испарение

Процесс реализуется в условиях непрерывного подвода теплоты Q, Вт, к потоку жидкой смеси, поступающей в испаритель в количестве G_1, кмоль/с. В результате частичного испарения образуется D, кмоль/с, насыщенного пара, который вместе с G_2, кмоль/с, неиспарившейся жидкости, обедненной нижекипящим компонентом, выводится из аппарата (рис. 4.21).

Для получения количественных характеристик процесса воспользуемся системой уравнений баланса массы и энергии. Этот метод, являясь универсальным, будет широко использоваться и в дальнейшем при анализе процессов непрерывной конденсации и ректификации.

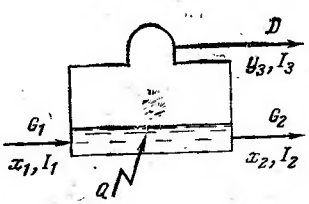


Рис. 4.21. Процесс непрерывного испарения смеси.

Согласно приведенным на рис. 4.21 обозначениям система балансовых уравнений при непрерывном испарении запишется в виде

$$G_1 = D + G_2; \tag{4.60а}$$

$$G_1 x_1 = D y_3 + G_2 x_2; \tag{4.60б}$$

$$G_1 I_1 + Q = D I_3 + G_2 I_2. \tag{4.60в}$$

Поскольку расчеты процессов разделения удобно проводить в удельных величинах (на единицу получаемого продукта или разделяемой смеси), то расходы исходной смеси и отводимой из испарителя жидкости отнесем к 1 кмолю пара. Из (4.60) и (4.60б) следует, что

$$g_1 = \frac{G_1}{D} = \frac{y_3 - x_2}{x_1 - x_2}; \tag{4.61}$$

$$g_2 = \frac{G_2}{D} = \frac{y_3 - x_1}{x_1 - x_2}. \tag{4.62}$$

Подставляя выражения для g_1 и g_2 в уравнение баланса энергии (4.60в)

$$g_1 I_1 + \frac{Q}{D} = I_3 + g_2 I_2,$$

определяем удельный расход теплоты q_D, необходимый для образования 1 кмоля пара:

$$q_D = \frac{Q}{D} = I_3 - I_2 + \frac{y_3 - x_2}{x_1 - x_2}(I_2 - I_1). \tag{4.63}$$

Эта теплота может быть найдена графически, с помощью I, x-диаграммы (рис. 4.22), точка *1* на которой отвечает состоянию поступающей в испаритель смеси. После подвода теплоты смесь переходит в состояние, характеризуемое точкой *4* (область между пограничными кривыми), с образованием двух фаз: насыщенных жидкости (точка *2*) и пара (точка *3*). Очевидно, что точки *2—4* должны лежать на одной прямой. Поскольку пар в общем случае не находится в равновесии с жидкостью, прямая *2-3* не совпадает с изотермой T_4=const. Ее положение, как будет показано ниже, зависит от условий организации процесса непрерывного испарения.

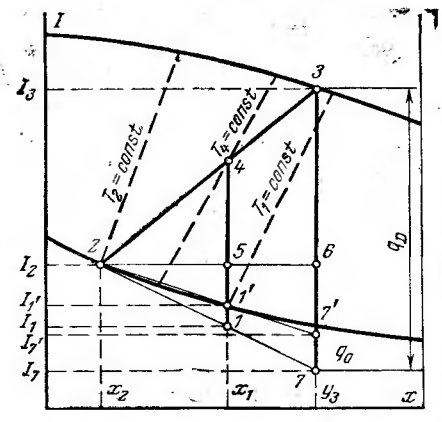


Рис. 4.22. Графическое определение значений удельных величин, характеризующих процесс непрерывного испарения.

Для определения q_D через точки *1* и *2* следует провести прямую линию до пересечения с ординатой y_3 (точка *7*). При этом отрезок *3-7*, состоящий из участков *3-6* и *6-7*, будет равен искомому значению q_D по (4.63), так как:

отрезок $(3\text{-}6) = I_3 - I_2$;

отрезок $(6\text{-}7) = \frac{y_3 - x_2}{x_1 - x_2}(I_2 - I_1) = g_1(I_2 - I_1)$.

Последнее равенство является следствием подобия треугольников *2-5-1* и *2-6-7*.

Таким образом, q_D складывается из $q'_D=g_1(I_2-I_1)$, идущего на нагрев g_1 кмолей смеси от T_1 до T_2, и $q''_D=I_3-I_2$, необходимого для испарения 1 кмоля этой смеси.

Если смесь поступает в испаритель при температуре насыщения (точка *1'*), то q_D уменьшается на величину $q_0=g_1(I_1'-I_1)$. Значение q_D в этом случае определяется отрезком *3-7'*, равным разности энтальпий I_3-I_7'.

Аналогично, используя систему балансовых уравнений (4.60), легко получить выражения для удельных величин, отнесенных к 1 кмолю исходной смеси:

$$\frac{G_2}{G_1}=\frac{y_3-x_1}{y_3-x_2}; \tag{4.64}$$

$$\frac{D}{G_1}=\frac{x_1-x_2}{y_3-x_2}; \tag{4.65}$$

$$q_{G1}=\frac{Q}{G_1}=I_2-I_1+\frac{x_1-x_2}{y_3-x_2}(I_3-I_2). \tag{4.66}$$

Очевидно, что на I, x-диаграмме удельные расходы G_2/G_1 и D/G_1 соответствуют отношениям длин отрезков $(3\text{-}4)/(2\text{-}3)$ и $(2\text{-}4)/(2\text{-}3)$, а q_{G_1} — участку прямой *1-4*.

Анализируя процесс, необходимо отметить, что одним из основных факторов, влияющих на концентрации пара y_3 и жидкости x_2, получае-

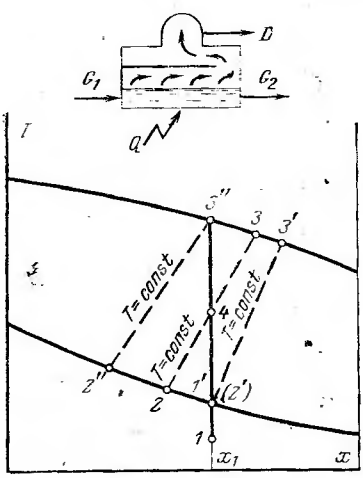


Рис. 4.23. Прямоточная схема процесса непрерывного испарения.

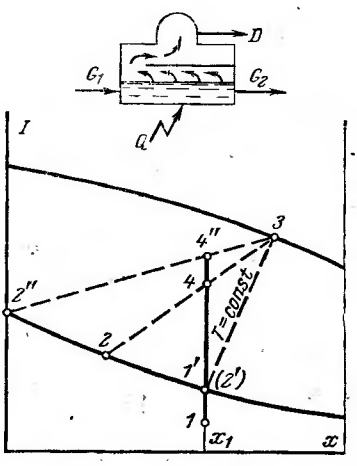


Рис. 4.24. Противоточная схема процесса непрерывного испарения.

мых при непрерывном испарении, является режим относительного движения фаз.

При *прямоточной схеме*, когда направления движения фаз совпадают (рис. 4.23), пар на выходе из аппарата находится в контакте с жидкостью, покидающей испаритель. В предельном случае (при достаточно больших значениях времени или поверхности соприкосновения фаз) достигается равновесие между состояниями насыщенных пара D (точка *3*) и жидкости G_2 (точка *2*). Равенство температур фаз, отве-

чающее условию равновесия, указывает на то, что точки *2* и *3* находятся на пересечении пограничных кривых с изотермой, проходящей через точку *4*. Поскольку положение точки *4* в двухфазной области *I*, *x*-диаграммы определяется количеством подведенной в испарителе теплоты, составы равновесных фаз также зависят от значения q_D. С ростом последнего точка *4* перемещается вверх по вертикали и при $q_D \to q_{D_{макс}}$ достигает кривой конденсации, что соответствует полному превращению жидкости в пар, состояние которого характеризуется точкой *3″*. Равновесная пару D жидкость G_2 (точка *2″*), количество которой стремится к нулю, будет иметь в этом случае минимально возможную для прямоточного процесса испарения концентрацию нижекипящего компонента x''_2.

Снижение удельной тепловой нагрузки ведет к уменьшению количества получаемого пара и росту его концентрации по нижекипящему компоненту. При $q_D \to 0$ испарение жидкости практически прекращается и ее составы на входе и выходе становятся одинаковыми (точки *1′*, *2′* и *4* совмещаются). Равновесный пар D (точка *3′*) имеет для этих условий максимально возможную концентрацию нижекипящего компонента. Очевидно, что параметры состояния получаемых продуктов при $q_D \to 0$ не зависят от режима относительного движения фаз.

При *противоточной схеме* (рис. 4.24) пар в конце своего движения вдоль поверхности раздела фаз взаимодействует с жидкостью, поступающей в испаритель (точка *1*), и в предельном случае достигает равновесного с ней состояния (точка *3*). Постоянство состава исходной смеси G_1 обусловливает получение пара D одной и той же концентрации y_3, не зависящей от теплового режима работы аппарата. Состав же отводимой жидкости G_2 во многом определяется величиной q_D. При $q_D \to 0$ характер наблюдаемого процесса полностью аналогичен случаю прямоточной схемы. С ростом потока теплоты увеличивается количество пара, обогащенного нижекипящим компонентом ($y_3 > x_1$). Жидкость G_2, расход которой при этом снижается, изменяет свой состав в сторону повышения концентрации вышекипящего компонента. При некотором $q_D = q_{D_{макс}}$ отводимая из испарителя жидкость может достигнуть состояния точки *2″* с концентрацией $x_{2''} = 0$, что соответствует получению чистого вышекипящего компонента. Так как часть этого компонента содержится в паре ($y_3 \neq 100\%$), *коэффициент извлечения* $\eta_{изв}$ для рассматриваемого процесса всегда меньше единицы. Значение коэффициента $\eta_{изв}$ может быть найдено из соотношения

$$\eta_{изв} = G_п / G_{исх}, \qquad (4.67)$$

в котором $G_п$ — количество рассматриваемого компонента в получаемом продукте; $G_{исх}$ — содержание этого же компонента в исходной смеси.

Анализ процесса непрерывного испарения показывает, что с его помощью невозможно осуществить полное разделение смеси и лишь в частном случае противоточной схемы удается получить вышекипящий компонент в чистом виде.

4.4. Непрерывная конденсация

В отличие от непрерывного испарения рассматриваемый процесс протекает при постоянном отводе теплоты Q от потока двухкомпонентного пара D_1, поступающего в конденсатор. Образующиеся вследствие неполной конденсации жидкость G с меньшим содержанием нижекипя-

щего компонента и обогащенный этим компонентом пар D_2 выводятся из аппарата в виде продуктов (рис. 4.25).

Для анализа процесса по аналогии с испарением (§ 4.3) запишем систему уравнений баланса массы и энергии, используя при этом обозначения на рис. 4.25:

$$D_1 = D_2 + G; \tag{4.68а}$$

$$D_1 y_1 = D_2 y_2 + G x_3; \tag{4.68б}$$

$$D_1 I_1 = D_2 I_2 + G I_3 + Q. \tag{4.68в}$$

Решая систему, можно определить значения удельных величин, отнесенных к 1 кмолю получаемой жидкой смеси G:

$$d_1 = \frac{D_1}{G} = \frac{y_2 - x_3}{y_2 - y_1}; \tag{4.69}$$

$$d_2 = \frac{D_2}{G} = \frac{y_1 - x_3}{y_2 - y_1}; \tag{4.70}$$

$$q_G = \frac{Q}{G} = I_2 - I_3 + d_1(I_1 - I_2) = I_2 - I_3 + \frac{y_2 - x_3}{y_2 - y_1}(I_1 - I_2). \tag{4.71}$$

На I, x-диаграмме (рис. 4.26) процесс непрерывной конденсации изображается вертикальной линией *1-4*, так как состав смеси в целом не меняется и остается равным составу y_1 исходного пара. Если в конденсатор подается перегретый пар, началу процесса соответствует точка *1* (насыщенному состоянию пара на входе отвечает точка *1'*). Гетерогенная смесь в конце процесса (точка *4*) состоит из двух фаз: насыщенного пара D_2 (точка *2*) и насыщенной жидкости G (точка *3*).

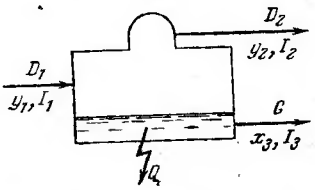


Рис. 4.25. Процесс непрерывной конденсации двухкомпонентного пара.

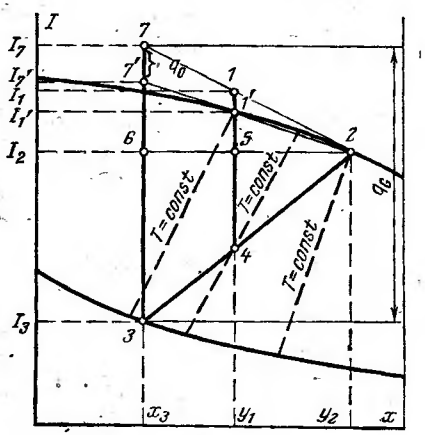


Рис. 4.26. Графическое определение значений удельных величин, характеризующих процесс непрерывной конденсации.

Удельные расходы d_1 и d_2 могут быть найдены графически как отношения длин отрезков *(2-3)/(4-2)* и *(4-3)/(4-2)*. После нахождения точки *7*, являющейся пересечением вертикали $x_3 = \text{const}$ с прямой, проходящей через точки *1* и *2*, значение q_G определится как разность энтальпий $I_7 - I_3$ (отрезок *7-3*). Действительно, согласно выражению (4.71) q_G является суммой двух слагаемых: $I_2 - I_3$ и $\frac{y_2 - x_3}{y_2 - y_1}(I_1 - I_2)$. Первое из них соответствует длине отрезка *3-6*, второе — отвечает участку прямой *6-7*, что следует из рассмотрения подобных треугольников *1-2-5* и *7-2-6*. Если двухкомпонентный пар подается в конденсатор в насыщен-

ном состоянии, величина q_G равна разности энтальпий $I_7'—I_3$ (отрезок $7'$-3). Очевидно, что $q_0=I_7—I_7'$ (отрезок 7-$7'$), отнесенное к 1 кмолю получаемой жидкости G, необходимо отвести для того, чтобы охладить перегретый пар до температуры насыщения.

В тех случаях, когда расчеты удобнее проводить на единицу исходной смеси, определение удельных характеристик осуществляется по формулам:

$$\frac{D_2}{D_1}=\frac{y_1-x_3}{y_2-x_3}; \tag{4.72}$$

$$\frac{G}{D_1}=\frac{y_2-y_1}{y_2-x_3}; \tag{4.73}$$

$$\frac{Q}{D_1}=I_1-I_2+\frac{G}{D_1}(I_2-I_3)=I_1-I_2+\frac{y_2-y_1}{y_2-x_3}(I_2-I_3). \tag{4.74}$$

Графически (рис. 4.26) значения D_2/D_1 и G/D_1 равны отношениям длин отрезков $(4\text{-}3)/(2\text{-}3)$ и $(2\text{-}4)/(2\text{-}3)$. Величина Q/D_1 соответствует участку прямой 1-4 $(Q/D=I_1—I_4)$.

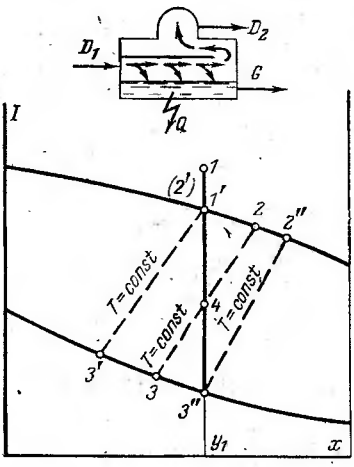


Рис. 4.27. Прямоточная схема процесса непрерывной конденсации.

Как и при непрерывном испарении (§ 4-3), составы y_2 и x_3 продуктов, получаемых в процессе непрерывной конденсации, зависят от режима относительного движения потоков жидкости и пара в конденсаторе и значения q_G (или Q/D_1).

При прямотоке пар D_2 на выходе из аппарата взаимодействует с жидкостью G, покидающей конденсатор, и в пределе приобретает равновесную с ней концентрацию (рис. 4.27). Таким образом, составы получаемых пара D_2 и жидкости G определяются точками пересечения пограничных кривых и изотермы (точки 2 и 3), проведенной через точку 4, характеризующую состояние двухфазной смеси в конце процесса.

Максимальная концентрация вышекипящего компонента в жидкости имеет место при $q_G \to q_0$ (точка $3'$), когда пар D_1 конденсируется в незначительных количествах. Понятно, что составы пара на входе и выходе будут при этом фактически одинаковыми $(y_1 \approx y_{2'})$.

Наибольшую концентрацию нижекипящего компонента пар D_2 приобретает в случае $q_G \to q_{G_{макс}}$ (точка $2''$), соответствующем практически полной конденсации. Находящаяся в равновесии с паром жидкость G (точка $3''$) будет иметь состав, практически равный составу исходного пара $(x_{3''}=y_1)$.

Из сказанного следует, что процесс непрерывной конденсации в прямоточном варианте не позволяет осуществить разделение смеси с получением хотя бы одного компонента в чистом виде.

В противоточной схеме (рис. 4.28) жидкость G перед выходом из конденсатора находится в состоянии тепло- и массообмена с исходным паром D_1. Между ними в идеальном случае устанавливается равнове-

сие, при котором температуры фаз становятся одинаковыми. Следовательно, параметры насыщенной жидкости, отводимой из аппарата, определяются точкой *3*, расположенной на изотерме, проходящей через точку *1′*. Так как положение точки *1′* фиксировано, состав получаемой жидкой смеси при противотоке постоянен (x_3=const) и не зависит от тепловой нагрузки. В то же время концентрация пара D_2 определяется величиной q_G. С ростом q_G значение y_2 возрастает, однако расход пара при этом снижается. В интервале $q_0 < q_G < q_{G\text{макс}}$ состав пара, покидающего аппарат, меняется от $y_{2'} = y_1$ (точка *1′*) до $y_{2''} = 1$ (точка *2″*). Таким образом, противоточный вариант процесса непрерывной конденсации позволяет выделить в чистом виде часть нижекипящего компонента, содержащегося в исходном паре.

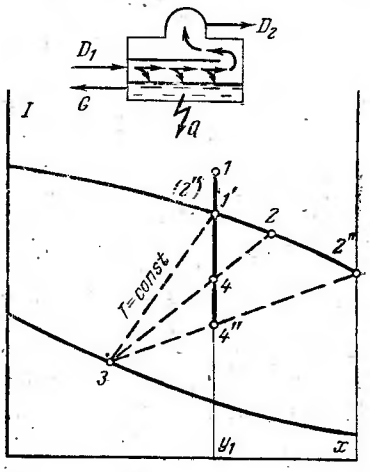


Рис. 4.28. Противоточная схема процесса непрерывной конденсации.

Из-за ряда недостатков процессы непрерывной конденсации и испарения не нашли широкого применения в технике низких температур. Это связано, во-первых, с невозможностью полного разделения смеси и низкими, как правило, значениями коэффициента извлечения $\eta_{изв}$ при получении одного из компонентов в чистом виде. Кроме того, создание эффективных аппаратов с одновременно развитыми поверхностью контакта фаз и поверхностью внешнего теплообмена является достаточно сложной задачей, не нашедшей на сегодня удовлетворительного решения.

4.5. Ректификация бинарной смеси

Ранее было показано, что посредством непрерывного испарения и непрерывной конденсации принципиально невозможно выделить из смеси оба компонента в технически чистом виде.

Полное разделение бинарной смеси на составляющие ее компоненты можно осуществить путем организации тепло- и массообмена между находящимися в непосредственном контакте встречными потоками жидкости и пара в условиях, когда процессы испарения и конденсации протекают одновременно. Этот метод разделения известен в технике как *ректификация* и реализуется в аппаратах, получивших название *ректификационных колонн*. Для увеличения поверхности соприкосновения между паром, поднимающимся вверх, и стекающей жидкостью по высоте колонны размещаются тарелки. На каждой из тарелок с помощью переливных устройств поддерживается некоторый слой жидкости, через который барботирует встречный поток пара, образуя множество мелких пузырьков. Большая межфазная поверхность раздела, получаемая в этом случае, приводит к интенсификации процесса тепло- и массообмена и снижению габаритов аппарата.

При ректификации составы пара и жидкости до вступления их в контакт на тарелке являются неравновесными. Пар обеднен нижекипящим компонентом и имеет более высокую, чем жидкость, температуру. По

этой причине в процессе барботажа происходит тепло- и массообмен между фазами, сопровождающийся испарением нижекипящего компонента из жидкости и повышением его концентрации в паре. Вышекипящий компонент в свою очередь конденсируется из пара на межфазной поверхности, обогащая жидкость. В пределе составы потоков пара и жидкости после их взаимодействия могут достигнуть равновесных значений. Тарелки, для которых эти условия выполняются, называются *теоретическими* или *идеальными* в отличие от *действительных* или *реальных* тарелок, когда равновесие между фазами в конце процесса тепло- и массообмена не достигается.

Таким образом, пар, поднимаясь вверх, многократно (по числу тарелок) соприкасается с жидкостью, все более обогащаясь нижекипящим компонентом, содержание которого в жидкости, наоборот, понижается по мере ее движения вниз по колонне. В результате в верхней части аппарата принципиально возможно получение паров с концентрацией нижекипящего компонента, сколь угодно близкой к единице. Такая же высокая концентрация вышекипящего компонента может быть достигнута в жидкости, стекающей в нижнюю часть колонны.

Процесс *непрерывной* ректификации может осуществляться при условии постоянного поступления в колонну потоков жидкости и пара.

Поток жидкости, подводимой в верхнюю часть ректификационного аппарата, обычно образуется за счет конденсации части пара, получаемого при ректификации. Другая его часть используется в качестве продукта разделения. Конденсация реализуется в отдельно выполненных теплообменниках (конденсаторах) при отводе определенного количества теплоты $Q_к$ (в некоторых схемах разделительных установок используются другие варианты орошения верхней тарелки).

Поток пара, движущийся вверх по колонне, получают при испарении обогащенной вышекипящим компонентом жидкой смеси, стекающей с нижней тарелки. Часть этой смеси, являющейся вторым продуктом разделения, отбирают в виде жидкости или пара в зависимости от количества подведенной в испарителе теплоты $Q_и$.

Исходная бинарная смесь (жидкость или пар) подается на разделение в среднюю часть ректификационного аппарата. Выбирается такое сечение, в котором составы смеси и одного из встречных потоков, находящегося в соответствующем агрегатном состоянии, наиболее близки друг к другу.

На процесс ректификации большое влияние оказывает соотношение массовых расходов пара D, поднимающегося вверх, и жидкости G, стекающей вниз по колонне.

При условии $D > G$ существует определенная аналогия между ректификацией и непрерывной противоточной конденсацией. В обоих случаях (рис. 4.29,*а* и *б*) обратный поток жидкости, обменивающийся массой и энергией с прямым потоком, образуется за счет конденсации части пара, подаваемого в аппарат. Различие между процессами связано в основном со способами осуществления внешнего теплообмена. При непрерывной конденсации теплота отводится непосредственно в разделительном аппарате по всей его высоте, вследствие чего расходы пара и жидкости существенно непостоянны и меняются от сечения к сечению. При ректификации (рис. 4.29,*б*) отвод теплоты и частичная конденсация пара происходят в отдельном теплообменнике (конденсаторе), что обеспечивает практически неизменность расходов встречных потоков по высоте колонны, находящейся в адиабатных условиях. Отсутствие конденсатора не меняет режима работы колонны, если на орошение верхней

тарелки подавать жидкость L соответствующей концентрации из других аппаратов разделительной установки (рис. 4.29,*в*).

В процессе ректификации при условии $D>G$, как и в случае непрерывной противоточной конденсации, можно разделить смесь с получением нижекипящего компонента в практически чистом виде. Ректификационная колонна (или часть колонны) в этом случае называется *укрепляющей* или *концентрационной*.

Если $G>D$, то ректификацию можно рассматривать в сравнении с непрерывным противоточным испарением. Оба процесса (рис. 4.30,*а* и *б*) характеризуются образованием потоков пара за счет подвода теп-

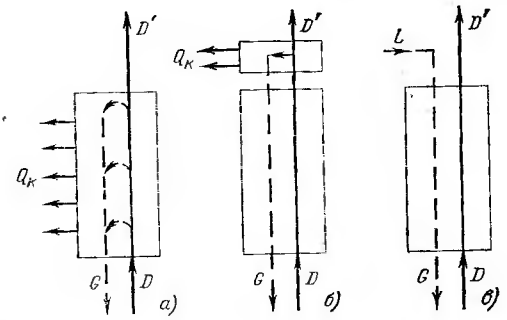


Рис. 4.29. Принципиальные схемы процессов разделения бинарной смеси при условии $D>G$.

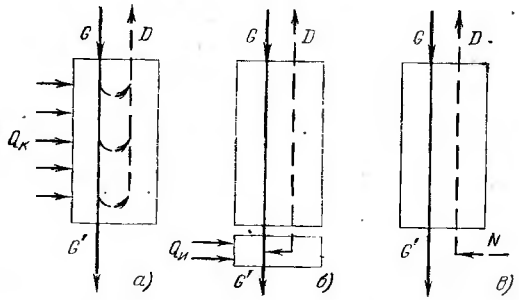


Рис. 4.30. Принципиальные схемы процессов разделения бинарной смеси при условии $G>D$.

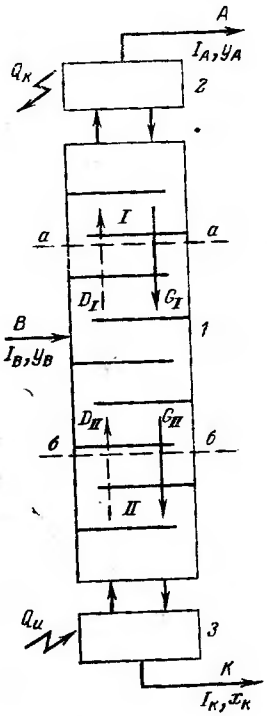


Рис. 4.31. Схема сдвоенной ректификационной колонны с испарителем и конденсатором.

1 — колонна; *2* — испаритель; *3* — конденсатор.

лоты и испарения части жидкости, движущейся по аппаратам. Однако в отличие от непрерывного испарения, когда процессы внешнего теплообмена и тепло- и массообмена между потоками совмещены в одном аппарате, при ректификации эти процессы протекают раздельно. Подвод теплоты, сопровождающийся испарением жидкости, осуществляется в специальном теплообменнике (испарителе), что обеспечивает адиабатность процесса тепло- и массообмена в колонне.

В отсутствие испарителя пар соответствующего состава подается в колонну из других элементов схемы (рис. 4.30,*в*).

Разделение смеси при ректификации в условиях $G>D$ протекает с извлечением практически чистого вышекипящего компонента. Колон-

чу (или секцию колонны) называют при этом *исчерпывающей* или *отгонной.*

Для полного разделения бинарной смеси с получением обоих практически чистых компонентов используются сдвоенные колонны (рис. 4.31), состоящие из концентрационной и отгонной секций. Исходная смесь B в виде жидкости, влажного или сухого насыщенного пара подается в среднее сечение колонны, называемое *уровнем питания*, выше которого расположена концентрационная секция I, а ниже — отгонная секция II. Продуктами разделения являются нижекипящий компонент A и вышекипящий компонент K. Их агрегатное состояние в зависимости от теплового режима работы разделительного аппарата может быть различным.

Количественные показатели работы разделительного аппарата в целом могут быть получены из системы балансовых уравнений:

$$B=A+K; \tag{4.75а}$$

$$By_B=Ay_A+Kx_K; \tag{4.75б}$$

$$BI_B+Q_и=AI_A+KI_K+Q_к. \tag{4.75в}$$

Совместное решение первых двух уравнений позволяет для заданных концентраций определить количества продуктов разделения

$$K=B\frac{y_A-y_B}{y_A-x_K}; \tag{4.76}$$

$$A=B-K. \tag{4.77}$$

Из уравнения энергетического баланса (4.75в), записанного в виде

$$Q_и-Q_к=AI_A+KI_K-BI_B, \tag{4.78}$$

следует, что при неизменных расходах и параметрах состояния исходной смеси и продуктов разделения значения каждой из величин $Q_и$ и $Q_к$ могут меняться в широких пределах, однако их разность $Q_и-Q_к$ должна оставаться одной и той же. Одновременное возрастание тепловых нагрузок испарителя $Q_и$ и конденсатора $Q_к$, в частности, вызывает увеличение потоков жидкости G и пара D в колонне и, как будет показано ниже, приводит к уменьшению необходимого для разделения смеси числа тарелок.

Поскольку процесс ректификации протекает в адиабатных условиях, для любого сечения участка колонны, свободного от подвода или отвода потоков массы и энергии, справедливы соотношения

$$\left.\begin{aligned} &D-G=\text{idem};\\ &Dy-Gx=\text{idem};\\ &DI''-GI'=\text{idem}, \end{aligned}\right\} \tag{4.79}$$

где D, y и I'' — расход, концентрация и энтальпия пара в произвольно выбранном сечении участка; G, x и I' — то же для потока жидкости.

Из (4.79) получаем:

$$\frac{Dy-Gx}{D-G}=X_п=\text{idem}; \tag{4.80}$$

$$\frac{DI''-GI'}{D-G}=I_п=\text{idem}. \tag{4.81}$$

Величины X_π и I_π называются *приведенной концентрацией* и *приведенной энтальпией*. Точка в I, x-диаграмме с координатами X_π и I_π носит название *полюса*. Понятие полюса является одним из центральных в теории ректификации.

Колонна, изображенная на рис. 4.31, имеет два полюса. Число полюсов для других типов ректификационных колонн, используемых в технике низкотемпературного разделения газовых смесей, может быть больше или меньше двух в зависимости от числа участков между сечениями, в которых осуществляется ввод или вывод материальных или тепловых потоков.

Путем простых преобразований равенства (4.80) и (4.81) могут быть приведены к виду

$$\frac{X_\pi - y}{X_\pi - x} = \frac{G}{D}; \tag{4.82}$$

$$\frac{I_\pi - I''}{I_\pi - I'} = \frac{G}{D}. \tag{4.83}$$

Отсюда следует, что

$$\frac{X_\pi - y}{X_\pi - x} = \frac{I_\pi - I''}{I_\pi - I'}. \tag{4.84}$$

Полученное соотношение представляет собой уравнение прямой линии в отрезках, проходящей через три точки, с координатами (X_π, I_π), (x, I') и (y, I''). Таким образом, точки на I, x-диаграмме, характеризующие состояния пара и жидкости в произвольно выбранном сечении рассматриваемого участка колонны, всегда лежат на одной прямой с соответствующим полюсом π. Линия, проходящая через полюс, называется *полюсным лучом*, или *коннодой*.

Отношение расходов встречных потоков жидкости (флегмы) и пара [см. (4.82) и (4.83)] носит название *флегмового отношения* f. Оно характеризует интенсивность процесса разделения и, строго говоря, не является постоянным по высоте участка колонны, поскольку теплота парообразования смеси зависит от ее состава. Другими словами, конденсация n, кмолей, пара одной концентрации вызывает испарение бо́льшего или меньшего количества жидкости другой концентрации.

Использовав понятия полюса и флегмового отношения, рассмотрим основные закономерности процесса ректификации. С этой целью составим балансовые урав-

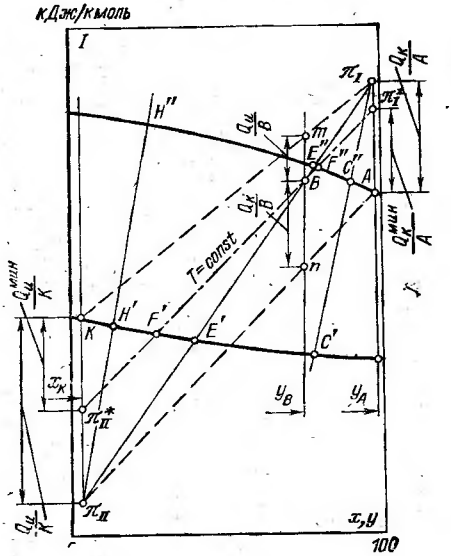


Рис. 4.32. Анализ процесса ректификации в I, x-диаграмме.

нения для участка *концентрационной секции* колонны, ограниченного снизу произвольно выбранным сечением *а-а*, используя при этом приведенные на рис. 4.31 обозначения:

$$\left.\begin{aligned} &D_{\text{I}} - G_{\text{I}} = A; \\ &D_{\text{I}} y_{\text{I}} - G_{\text{I}} x_{\text{I}} = A y_A; \\ &D_{\text{I}} I''_{\text{I}} - G_{\text{I}} I'_{\text{I}} = A I_A + Q_{\text{к}}. \end{aligned}\right\} \qquad (4.85)$$

Здесь и далее подстрочные индексы I и II относятся соответственно к концентрационной и отгонной секциям.

Рассматривая совместно (4.80), (4.81) и (4.85), нетрудно определить значения приведенных концентрации $X_{\pi_{\text{I}}}$ и энтальпии $I_{\pi_{\text{I}}}$ полюса π_{I}:

$$X_{\pi_{\text{I}}} = y_A; \qquad (4.86)$$

$$I_{\pi_{\text{I}}} = I_A + Q_{\text{к}}/A. \qquad (4.87)$$

Используя свойство полюса, можно путем графического построения в *I, x*-диаграмме (рис. 4.32) для любого сечения концентрационной секции определить, например, состояние жидкости (флегмы), если известно состояние пара (точка C''). Для этого достаточно через точки π_{I} и C'' провести полюсный луч до пересечения с кривой кипения. Полученная таким образом точка C' будет соответствовать искомым параметрам состояния насыщенной жидкости.

Аналогично поступают, если неизвестным является состояние пара, а параметры жидкости заданы.

Значение флегмового отношения f_{I} для того же сечения согласно (4.82) и (4.83) находится как отношение длины отрезка π_{I}-C'' к длине отрезка π_{I}-C', т. е.

$$f_{\text{I}} = \frac{G_{\text{I}}}{D_{\text{I}}} = \frac{X_{\pi_{\text{I}}} - y_{\text{I}}}{X_{\pi_{\text{I}}} - x_{\text{I}}} = \frac{I_{\pi_{\text{I}}} - I''_{\text{I}}}{I_{\pi_{\text{I}}} - I'_{\text{I}}} = \frac{\pi_{\text{I}} C''}{\pi_{\text{I}} C'}. \qquad (4.88)$$

Для характеристики режима работы ректификационной колонны используют также *флегмовое число* $v = G_{\text{I}}/(D_{\text{I}} - G_{\text{I}}) = G_{\text{I}}/A$. Легко показать, что

$$v = \pi_{\text{I}} C''/(C''C'). \qquad (4.89)$$

Очевидно, что при $D_{\text{I}} > G_{\text{I}}$ увеличение флегмового отношения f_{I} сопровождается одновременным ростом флегмового числа v.

Как следует из (4.87), значение удельного расхода теплоты $Q_{\text{к}}/A$ в конденсаторе, отнесенного к 1 кмолю получаемого в концентрационной секции продукта, состояние которого определяется точкой A, соответствует на *I, x*-диаграмме отрезку $\pi_{\text{I}}A$.

Составляя систему уравнений баланса для участка отгонной секции колонны, расположенного ниже произвольного сечения *б-б* (см. рис. 4.31), определим координаты второго полюса π_{II}:

$$\left.\begin{aligned} &G_{\text{II}} - D_{\text{II}} = K; \\ &G_{\text{II}} x_{\text{II}} - D_{\text{II}} y_{\text{II}} = K x_K; \\ &G_{\text{II}} I'_{\text{II}} - D_{\text{II}} I''_{\text{II}} = K I_K - Q_{\text{и}}. \end{aligned}\right\} \qquad (4.90)$$

Отсюда с учетом (4.80) и (4.81) получаем:

$$X_{\pi_{II}} = x_K; \tag{4.91}$$

$$I_{\pi_{II}} = I_K - Q_и/K. \tag{4.92}$$

Положение полюса π_{II} на I, x-диаграмме (рис. 4.32), как и в концентрационной секции, позволяет определить параметры состояния потоков жидкости и пара в произвольном сечении, соответствующие, например, точкам H' и H'', а также значение флегмового отношения f_{II} (флегмовое число v относится, как правило, только к концентрационной секции):

$$f_{II} = \frac{G_{II}}{D_{II}} = \frac{X_{\pi_{II}} - y_{II}}{X_{\pi_{II}} - x_{II}} = \frac{I_{\pi_{II}} - I''_{II}}{I_{\pi_{II}} - I'_{II}} = \frac{\pi_{II}H''}{\pi_{II}H'}. \tag{4.93}$$

Так как в отгонной секции $G_{II} > D_{II}$, то f_{II} в отличие от f_I всегда больше единицы.

Из выражения (4.92), записанного в виде

$$Q_н/K = I_K - I_{\pi_{II}},$$

следует, что удельный поток теплоты $Q_и/K$, подводимый к испарителю, графически определяется длиной отрезка $K\pi_{II}$. Точка K при этом характеризует состояние жидкости, которая отбирается из нижней части колонны в виде готового продукта.

Анализируя положение полюсов π_I и π_{II} на I, x-диаграмме, можно показать, что они лежат на одной прямой с точкой B, отвечающей параметрам исходной смеси. На это указывает соотношение

$$\frac{I_{\pi_I} - I_{\pi_{II}}}{I_{\pi_I} - I_B} = \frac{X_{\pi_I} - X_{\pi_{II}}}{X_{\pi_I} - y_B}, \tag{4.94}$$

которое легко получить путем преобразования уравнений материального (4.75б) и энергетического (4.75в) балансов колонны с учетом (4.86), (4.87) и (4.91), (4.92).

Линия, проведенная через точки π_I и π_{II}, получила название *главной полюсной линии*. Она разделяет поле I, x-диаграммы на две части, относящиеся к концентрационной и отгонной секциям.

Наименьший угол наклона главной полюсной линии к оси абсцисс имеет место при ее совпадении с изотермой, проходящей через точку B (прямая $\pi^*_I = \pi^*_{II}$ на рис. 4.32), что соответствует наиболее низким значениям удельных тепловых нагрузок $Q_к/A$ и $Q_и/K$ в конденсаторе и испарителе. Очевидно, что в этом случае флегмовое число v_I и флегмовое отношение f_I в концентрационной секции будут минимальными, а f_{II} в отгонной секции — максимальным.

Как следует из (4.75а) и (4.75б),

$$\frac{K}{B} = \frac{y_A - y_B}{y_A - x_K} \tag{4.95}$$

или

$$\frac{Q_и/B}{K} = \frac{X_{\pi_I} - y_B}{X_{\pi_I} - X_{\pi_{II}}}. \tag{4.96}$$

Используя соотношение (4.96) при рассмотрении двух подобных треугольников $\pi_I Bm$ и $\pi_I \pi_{II} K$, образованных главной полюсной линией и вспомогательной прямой $\pi_I K$, легко убедиться в том, что длина отрезка mB соответствует расходу теплоты $Q_и/B$, отнесенному к 1 кмолю исходной смеси. Можно показать также, что теплота $Q_к/B$, отводимая в конденсаторе, определяется длиной отрезка Bn.

В ряде существующих промышленных установок, как указывалось ранее, концентрационная секция (или колонна) включается по схеме, не предусматривающей использование конденсатора (см. рис. 4.29,*в*). Подача жидкости L с параметрами x_l и I_l на орошение верхней тарелки осуществляется при этом извне.

Координаты полюса X_{π_I} и I_{π_I} в рассматриваемом случае определяются из системы уравнений баланса массы и энергии, записанной в виде

$$\left.\begin{aligned} D_I - G_I &= A - L; \\ D_I y_I - G_I x_I &= A y_A - L x_l; \\ D_I I''_I - G_I I'_I &= A I_A - L I_l, \end{aligned}\right\} \qquad (4.97)$$

откуда

$$X_{\pi_I} = \frac{A y_A - L x_l}{A - L}; \qquad (4.98)$$

$$I_{\pi_I} = \frac{A I_A - L I_l}{A - L}. \qquad (4.99)$$

4.6. Число тарелок ректификационной колонны

Одной из основных задач расчета ректификационной колонны является определение числа тарелок, обеспечивающих разделение смеси с получением продуктов заданного состава. Для двухкомпонентной смеси эта задача наиболее просто может быть решена графическим способом. С этой целью используется I, x-диаграмма (метод Поншона) или x, y-диаграмма (метод Мак-Кеба и Тиле).

Метод Поншона. Этот метод рассмотрим на примере сдвоенной колонны, схема которой с обозначениями потоков жидкости и пара для ряда сечений концентрационной и отгонной секций приведена на рис. 4.33.

В основе метода лежит предположение о том, что в аппарате реализуются условия тепло- и массообмена, при которых на каждой из тарелок достигается равновесие пара и жидкости после их взаимодействия. В этом случае представляется возможным найти необходимое число идеальных (теоретических) тарелок путем последовательного определения приращений концентраций потоков на I, x-диаграмме для каждой из них, начиная от сечения колонны, в котором известен состав пара или жидкости. Таким сечением является, например, сечение *1-1* (рис. 4.33), если принять, что $y_{D_1} = y_A = x_{G_1}$. Это условие выполняется тем точнее, чем ближе концентрация продукта разделения A к единице. [Графическое построение можно начинать также от сечения $(m+1)$—$(m+1)$, полагая, что $y_{D_{m+1}} = x_K = x_{G_{m+1}}$.] Из сказанного следует, что на I, x-диаграмме состояния пара D_1 и жидкости G_1 в сечении *1-1* определяются точками пересечения *1″* и *1′* пограничных кривых с по-

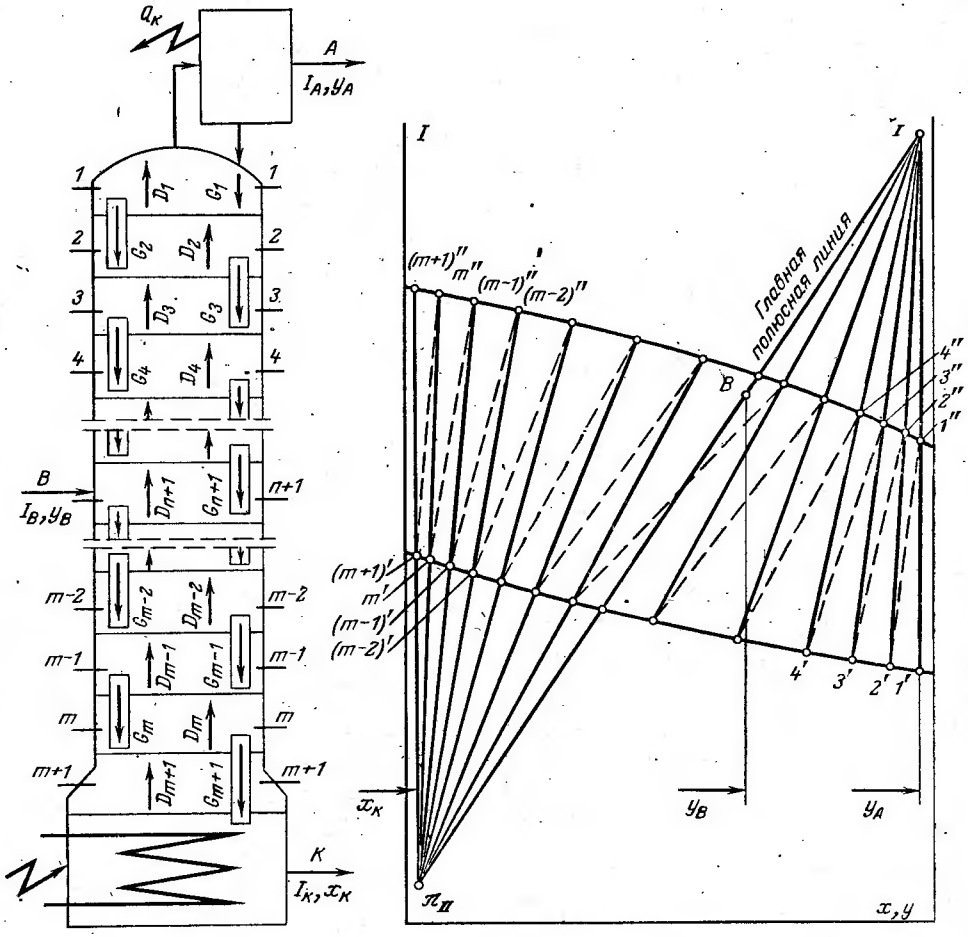


Рис. 4.33. Графическое определение числа теоретических тарелок в колонне, состоящей из концентрационной и отгонной секций.
——— — полюсной луч; — — — — изотерма.

люсным лучом, проведенным вертикально из полюса π_I, абсцисса которого $X_{\pi_I} = y_A$ (рис. 4.33). Жидкость G_2, стекающая с верхней тарелки, согласно сделанному предположению находится в равновесии с паром D_1 (точка *1″*) и имеет одинаковую с ним температуру. Очевидно, что ее параметрам отвечает точка *2′* пересечения кривой кипения с изотермой *2′-1″*, проходящей через точку *1″*. Состоянию пара D_2, находящегося в одном сечении *2-2* с жидкостью G_2, соответствует точка *2″*, лежащая на полюсном луче π_I-*2′*. Продолжая последовательно (от сечения к сечению) нанесение на диаграмму изотерм и полюсных лучей вплоть до главной полюсной линии, как это показано на рис. 4.33, можно определить число идеальных тарелок $n_{иI}$ в концентрационной секции колонны. Оно равно числу изотерм в области влажного пара.

Число идеальных тарелок $n_{иII}$ в отгонной секции находится путем аналогичного графического построения с использованием полюса π_{II}.

На количество необходимых для разделения смеси идеальных тарелок заметное влияние оказывает положение полюсов. Оценивая это влияние, рассмотрим изменение концентрации пара при его прохождении через одну из тарелок концентрационной секции (рис. 4.34). Пусть составам равновесных фаз, уходящих с тарелки, соответствуют точки D_1 и G_2, находящиеся на одной изотерме. Тогда состояние пара, поступающего на тарелку, будет характеризоваться точками D'_2, D''_2 или D'''_2 в зависимости от угла наклона полюсных лучей, определяемого положением полюса (точки π'_I, π''_I или π'''_I).

Из рис. 4.34 видно, что с увеличением крутизны полюсных лучей приращение концентрации пара на тарелке возрастает ($\Delta y''' > \Delta y'' > \Delta y'$). Понятно, что максимальное значение Δy имеет место при бесконечном удалении полюса от кривой конденсации. Такой режим работы колонны, отвечающий минимальному числу идеальных тарелок, наблюдается при условии полной концентрации пара в конденсаторе и возвращении всей образовавшейся жидкости на орошение верхней тарелки (колонна работает «сама на себя», без отвода продуктов разделения). Поскольку при этом расходы пара и жидкости во встречных потоках аппарата одинаковы, флегмовое отношение $f_I = 1$, а флегмовое число $v = \infty$.

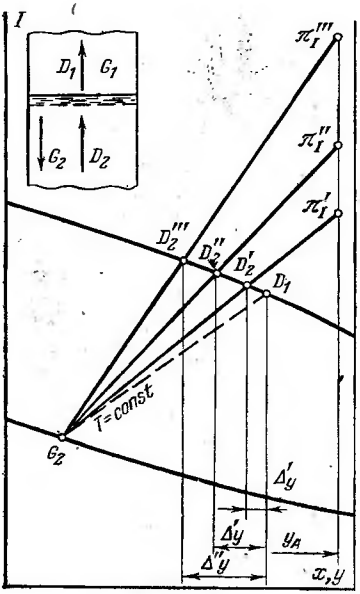


Рис. 4.34. Влияние положения полюса на изменение концентрации пара на тарелке.

Минимум значений флегмовых отношения f_I и числа v определяет другой предельный режим работы колонны, соответствующий положению полюса, при котором главная линия совпадает с изотермой. В этом случае значение Δy на тарелках, расположенных вблизи уровня питания колонны, практически равно нулю, вследствие чего заданное изменение состава пара может быть достигнуто лишь при бесконечно большом числе идеальных тарелок. Этот вывод в равной степени относится и к отгонной секции колонны.

Положение полюса π_I (или полюса π_{II}) на I, x-диаграмме определяется удельной тепловой нагрузкой конденсатора $Q_к/A$ (или испарителя $Q_и/K$), которую при выполнении предварительных расчетов колонны можно принять равной $(1{,}2—1{,}3)\,(Q_к^{мин}/A)$ [или $(1{,}2-1{,}3)\ (Q_и^{мин}/K)$].

Следует отметить также, что число идеальных тарелок зависит от расположения места ввода разделяемой смеси в колонну. Оптимальным сечением является то сечение, в котором состав смеси совпадает с концентрацией соответствующего ей по фазе потока в колонне. В этом случае при заданном положении полюсов π_I и π_{II} количество идеальных тарелок оказывается минимальным. При подаче исходной смеси в сечение, расположенное выше или ниже оптимального, общее число идеальных тарелок в колонне увеличивается [20].

Метод Мак-Кеба и Тиле. С целью определения числа идеальных тарелок по этому методу процесс ректификации рассматривается

в x, y-диаграмме. Кроме кривой равновесия, отражающей взаимосвязь между составами пара и жидкости, покидающих идеальную тарелку, на диаграмму наносятся рабочие линии, которые связывают концентрации потоков в одном и том же произвольно выбранном сечении. Уместно заметить, что аналогами кривой равновесия и рабочих линий в I, x-диаграмме являются соответственно изотермы влажного пара и полюсные лучи. Число рабочих линий (так же как и число полюсов в методе Понтона) равно количеству адиабатных участков колонны, расположенных между сечениями подвода и отвода потоков массы и энергии.

Рассматривая схему сдвоенной ректификационной колонны (см. рис. 4.31), составляем уравнения общего материального баланса и материального баланса по нижекипящему компоненту для концентрационной секции:

$$\left.\begin{aligned} D_{\text{I}} - G_{\text{I}} &= A; \\ D_{\text{I}} y_{\text{I}} - G_{\text{I}} x_{\text{I}} &= A y_A, \end{aligned}\right\} \tag{4.100}$$

из которых следует, что

$$y_{\text{I}} = \frac{G_{\text{I}}}{D_{\text{I}}} x_{\text{I}} + \left(1 - \frac{G_{\text{I}}}{D_{\text{I}}}\right) y_A. \tag{4.101}$$

Полученная зависимость между концентрациями пара и жидкости справедлива для любого сечения a-a и является уравнением рабочей линии концентрационной секции. Строго говоря, эта линия имеет криволинейный характер, поскольку флегмовое отношение $f_{\text{I}} = G_{\text{I}}/D_{\text{I}}$ в принципе непостоянно по высоте колонны. Однако для большинства смесей, используемых в практике низкотемпературного разделения, теплоты смешения компонентов близки к нулю, а различия в теплотах парообразования не столь существенны. Поэтому с целью упрощения расчетов делается допущение о том, что массовые расходы жидкости и пара по высоте колонны неизменны и флегмовое отношение $f_{\text{I}} = \text{const}$. С учетом сказанного зависимость (4.101) может быть представлена в виде уравнения прямой линии,

$$y_{\text{I}} = f_{\text{I}} x_{\text{I}} + (1 - f_{\text{I}}) y_A, \tag{4.102}$$

или, принимая во внимание, что $v = G_{\text{I}}/(D_{\text{I}} - G_{\text{I}}) = G_{\text{I}}/A$, получаем:

$$y_{\text{I}} = \frac{v}{1+v} x_{\text{I}} + \frac{1}{v+1} y_A. \tag{4.103}$$

Поступая аналогично, находим уравнение рабочей линии отгонной секции

$$y_{\text{II}} = \frac{G_{\text{II}}}{D_{\text{II}}} x_{\text{II}} - \frac{G_{\text{II}} - D_{\text{II}}}{D_{\text{II}}} x_K, \tag{4.104}$$

которое при $f_{\text{II}} = G_{\text{II}}/D_{\text{II}}$ приобретает вид:

$$y_{\text{II}} = f_{\text{II}} x_{\text{II}} - (f_{\text{II}} - 1) x_K. \tag{4.105}$$

Рабочие линии для обеих секций сдвоенной ректификационной колонны графически изображаются на x, y-диаграмме в виде прямых EI и EII (рис. 4.35), углы наклона α_{I} и α_{II} которых, как следует из (4.102) и (4.105), однозначно определяются значениями флегмовых отношений f_{I} и f_{II}:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{I}} = f_{\text{I}}; \tag{4.106}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{II}} = f_{\text{II}}. \tag{4.107}$$

Точки *I* и *II*, лежащие на диагонали, относятся к верхнему и нижнему сечениям колонны. Согласно принятому допущению (см. метод Поншона) в каждом из этих сечений составы потока жидкости и пара одинаковы и равны соответственно y_A и x_K отбираемых продуктов разделения.

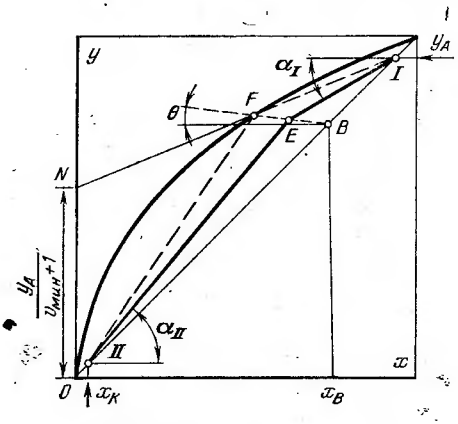


Рис. 4.35. Изображение рабочих линий на *x*, *y*-диаграмме.

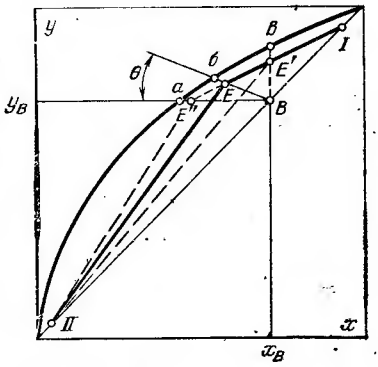


Рис. 4.36. К определению положения точки пересечения рабочих линий на *x*, *y*-диаграмме.

Концентрации фаз в сечении, используемом для ввода разделяемой смеси в колонну, характеризуется точкой *E*, которая является общей для обеих рабочих линий. Поскольку координаты точек *I* и *II* фиксированы, наклон рабочих линий определяется положением точки *E*.

Если в колонну подается разделяемая смесь *B* в виде жидкости, то при условии выбора оптимального сечения ввода ее состав x_B равен составу флегмы $x_{E'}$ и точка *E'* пересечения рабочих линий будет находиться на вертикальной прямой $x_B = x_{E'} = \text{const}$ между точками *B* и *b* (рис. 4.36).

При паровом питании колонны концентрация исходной смеси y_B соответствует составу пара $y_{E''}$ в рассматриваемом сечении. Пересечение рабочих линий в этом случае происходит в точке *E''*, лежащей на участке *B-a* горизонтальной прямой $y_B = y_{E''} = \text{const}$.

Точка *E* находится на прямой *B-б*, если разделяемая смесь является влажным паром с относительным количеством жидкости (влагосодержанием) φ. Уравнение этой прямой согласно [74] имеет вид:

$$y_E = \frac{\varphi}{\varphi - 1} x_E - \frac{x_B}{\varphi - 1}. \qquad (4.108)$$

Здесь символом x_B обозначена концентрация разделяемой смеси вне зависимости от ее фазового состояния (насыщенных жидкости, пара или влажного пара).

Наклон прямой *B-б* к горизонтали определяется углом θ, который в соответствии с (4.108) равен

$$\operatorname{tg}\theta = \varphi/(\varphi - 1). \qquad (4.109)$$

Очевидно, что соотношение (4.109) справедливо для рассмотренных выше случаев подачи в колонну на разделение жидкости ($\varphi = 1$) или пара ($\varphi = 0$).

Сопоставляя метод Мак-Кеба и Тиле с методом Поншона, необходимо отметить, что координаты точки E на x, y-диаграмме соответствуют значениям $y_{E''}$ и $x_{E'}$ на I, x-диаграмме в точках E'' и E' пересечения главной полюсной линии $л_I л_{II}$ с кривыми конденсации и кипения (см. рис. 4.32). Таким образом, существует взаимосвязь между ориентацией главной полюсной линии и положением точки E.

Если координаты точки E известны, то, нанеся на x, y-диаграмму рабочие линии для концентрационной и отгонной секций, можно осуществить необходимые построения с целью определения числа идеальных тарелок (рис. 4.37). Исходным является первое сечение колонны над верхней тарелкой, в котором, как отмечалось ранее, составы пара y_1 и жидкости x_1 практически одинаковы и равны составу y_A продукта разделения A [точка $1(I)$]. Проведя горизонталь из точки 1 до пересечения с кривой равновесия, получим точку $1\text{-}2$, координаты которой y_1 и x_2 соответствуют равновесным пару в первом сечении и жидкости во втором, нижележащем сечении. Составу пара y_2 в этом же сечении отвечает точка 2 на рабочей линии, являющейся пересечением с вертикалью, проведенной из точки $1\text{-}2$. Таким образом, изменению содержания нижекипящего компонента в паре $\Delta y = y_1 - y_2$ и в жидкости $\Delta x = x_1 - x_2$ при переходе от одного сечения к другому (на одной тарелке) соответствует одна ступень между кривой равновесия и рабочей линией. Аналогичное построение осуществляется до тех пор, пока не будет достигнуто нижнее сечение колонны, в котором $x_{II} = y_{II} = x_K$ (точка II).

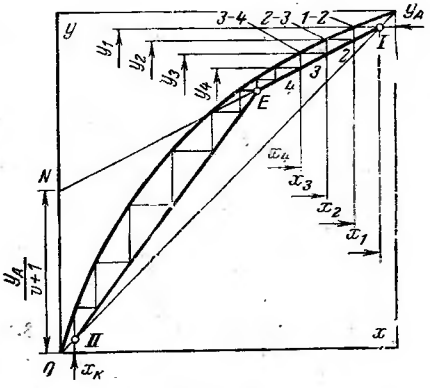


Рис. 4.37. Определение числа теоретических тарелок в x, y-диаграмме.

Число идеальных тарелок $n_{и}$ в концентрационной секции определяется количеством ступеней на участке от точки I до точки E. Для отгонной секции $n_{иII}$ равно количеству ступеней между точками E и II.

Очевидно, что число ступеней зависит от длины участка просвета между кривой равновесия и рабочими линиями. Чем она меньше, тем большее число тарелок необходимо для получения продуктов разделения заданной концентрации. Положение рабочих линий относительно равновесной кривой зависит от координат точки E, которые при известном фазовом составе исходной смеси определяются значением флегмового числа v.

Согласно уравнению (4.103) рабочая линия для концентрационной секции отсекает от оси ординат отрезок ON, равный $y_A/(v+1)$ (рис. 4.37), позволяющий графически определить флегмовое число, используя при этом соотношение

$$v = y_A/ON - 1. \qquad (4.110)$$

Количество идеальных тарелок стремится к бесконечности при минимальном флегмовом числе $v_{мин}$ (режим минимальной флегмы), когда точка E располагается на кривой равновесия. Значение $v_{мин}$ может быть найдено следующим образом. На диагональ x, y-диаграммы (см. рис. 4.35) наносится точка B, абсцисса и ордината которой соответствуют концентрации исходной смеси x_B. Через эту точку проводится пря-

мая под углом θ, найденным из соотношения (4.109), до пересечения с кривой равновесия. Положение полученной таким образом точки F дает возможность определить длину отрезка ON в единицах концентрации (долях), которую подставляют в (4.110).

В I, x-диаграмме минимальное флегмовое число $v_{мин}$ для среднего сечения колонны, отвечающее совпадению главной полюсной линии с изотермой, проходящей через точку B, находится как отношение длины отрезка $\pi^*_I F''$ к длине отрезка $F''F'$ (см. рис. 4.32):

$$v_{мин} = \pi^*_I F''/(F''F').$$

Если $v=\infty$ (режим полной флегмы), то точка E перемещается на диагональ x, y-диаграммы, что соответствует наименьшему числу идеальных тарелок.

Значение флегмового числа оказывает большое влияние на технико-экономические показатели разделительной установки.

При $v \to v_{мин}$ количество идеальных тарелок будет большим, что вызовет необходимость использования высоких и дорогих колонн, требующих точного регулирования режимных параметров, так как даже небольшие отклонения количества флегмы от заданного значения вызывают значительное изменение концентраций продуктов разделения.

При больших v количество идеальных тарелок стремится к минимуму, однако при этом удельные потоки пара и жидкости в колонне, а также удельные тепловые нагрузки конденсатора и испарителя, отнесенные к 1 кмолю исходной смеси, велики. В этом случае заметно возрастают габариты и стоимость теплообменных аппаратов, увеличивается диаметр колонны.

Для промышленных ректификационных колонн оптимальное значение v обычно лежит в диапазоне $1{,}15v_{мин} < v < 1{,}7v_{мин}$. В отдельных случаях флегмовое число может иметь бо́льшее значение.

Описанный метод определения числа идеальных тарелок Мак-Кеба и Тиле отличается простотой и наглядностью, однако он менее точен, чем метод Поншона, поскольку не учитывает изменения соотношения потоков пара и флегмы по высоте колонны. Тем не менее при решении ряда практических задач с его помощью могут быть получены приемлемые результаты.

Коэффициент эффективности тарелки. Ранее было введено понятие теоретической или идеальной тарелки, на которой согласно определению пар и жидкость после взаимодействия приобретают состояние фазового равновесия. В реальных условиях равновесие фаз не достигается из-за ограниченной площади межфазной поверхности и малой продолжительности контакта между паром и жидкостью. Применительно к единичной тарелке степень неполноты обмена характеризуется *коэффициентом эффективности тарелки* $\eta_т$ (употребляются также названия «коэффициент обогащения» и «КПД тарелки»), который определяется как отношение действительного изменения состава пара (по i-му компоненту) к теоретическому, соответствующему состоянию равновесия с жидкостью.

Коэффициент эффективности может быть отнесен как ко всей тарелке

$$\eta_т = \frac{\bar{y}_n - \bar{y}_{n+1}}{\bar{y}^*_n - \bar{y}_{n+1}}, \qquad (4.111)$$

где $\bar{y}_{n+1}$, $\bar{y}_n$ — средние составы пара на входе и выходе тарелки (нумерация тарелок сверху вниз); $\bar{y}^*_n$ — состав пара, равновесного с жид-

костью, покидающей тарелку, так и к некоторой ее точке — локальный коэффициент эффективности тарелки $\eta_{т,л}$:

$$\eta_{т.\,л} = \frac{y_n - y_{n+1}}{y^*_n - y_{n+1}}, \qquad (4.112)$$

где y_n, y_{n+1} — составы пара до и после тарелки в рассматриваемой точке; y^*_n — состав пара, равновесного с жидкостью на тарелке в рассматриваемой точке.

Значение $\eta_{т,л}$ зависит от физических свойств взаимодействующих потоков, их скорости, высоты слоя жидкости на тарелке, площади межфазной поверхности раздела, определяемой, в частности, конструкцией тарелок. Поскольку в точке y^*_n всегда больше y_n, коэффициент $\eta_{т,л} < 1$.

Значение $\eta_т$ в отдельных случаях может быть больше единицы (см. табл. 4.2). Объясняется это существованием градиента концентрации жидкости на тарелке в направлении от места стока к месту ее поступления, где содержание нижекипящего компонента наибольшее. В результате часть пара, вступая на отдельных участках в контакт с жидкостью повышенной концентрации, может обогатиться нижекипящим компонентом настолько, что его содержание превысит равновесное по отношению к флегме, покидающей тарелку. При определенных условиях средняя концентрация пара $\bar{y}_n$ после его перемешивания также оказывается выше равновесной $\bar{y}^*_n$. Равенство между $\eta_т$ и $\eta_{т,л}$ наблюдается в случае полного перемешивания жидкости на тарелке при отсутствии градиента концентраций.

Методы расчета коэффициентов эффективности тарелок изложены в [67, 74, 88].

В практике проектирования ректификационных установок соотношение между числом идеальных тарелок $n_и$, полученным для «равновесной» модели процесса, и числом реальных (действительных) тарелок $n_р$ устанавливается посредством использования среднего коэффициента эффективности $\eta_{ср}$:

$$n_р = n_и / \eta_{ср}. \qquad (4.113)$$

Средний коэффициент эффективности обычно определяется экспериментально для отдельных участков колонны, имеющих несколько тарелок. Поскольку режимы работы различных колонн, применяемых для разделения одинаковых по физическим свойствам смесей, мало отличаются друг от друга, такой подход не приводит к заметным ошибкам.

На значение $\eta_{ср}$ отрицательное влияние оказывает унос жидкости потоком пара с нижележащих тарелок на вышележащие, так как это приводит к обеднению флегмы нижекипящим компонентом на каждой из тарелок. Интенсивность уноса возрастает при увеличении скорости пара и уменьшении расстояния между тарелками. При прочих равных условиях «поршневому» (без смешения) режиму движения жидкости на тарелке соответствует наибольшее значение $\eta_{ср}$.

Реальные смеси, разделяемые методом низкотемпературной ректификации, являются многокомпонентными. В целях упрощения расчетов они обычно рассматриваются как двух- или трехкомпонентные. При этом влиянием остальных компонентов, концентрация которых невелика, пренебрегают. Расчет процесса разделения тройных смесей принципиально не отличается от расчета бинарной смеси. В частности, одна из широко используемых методик является по существу развитием графического метода Мак-Кеба и Тиле. Число идеальных тарелок в этом случае определяется количеством ступеней, построенных на сдвоенной (для двух компонентов) x, y-диаграмме равновесия для тройной смеси.

Влияние изменения соотношения потоков флегмы и пара по высоте колонны учитывается с помощью I, x-диаграммы для бинарной смеси компонентов, имеющих наибольшую концентрацию [67, 84].

При расчетах процесса ректификации одной и той же многокомпонентной смеси по двух- и трехкомпонентной модели найденные числа идеальных тарелок $n_{и2}$ и $n_{и3}$ могут быть различными. Степень несоответствия между ними определяется относительным влиянием третьего компонента.

Если пренебречь, например, присутствием аргона (0,93%) в воздухе, то при определенных условиях значение $n_{и2}$ может оказаться в 2—2,5 раза меньше числа идеальных тарелок $n_{и3}$, найденного для трехкомпонентной смеси кислород — аргон — азот.

Аргон занимает промежуточное положение по летучести между азотом и кислородом. Его температура кипения примерно на 10 К выше температуры кипения азота и на 3 К ниже температуры кипения кислорода. Поэтому наибольшая концентрация аргона имеет место в средних сечениях концентрационной и отгонной секций.

Поскольку разность между температурами кипения кислорода и аргона невелика (различия в составах равновесных фаз незначительны), влияние последнего быстро возрастает с повышением концентрации получаемого кислорода (более 96—97% O_2). Наибольшее увеличение числа идеальных тарелок при этом приходится на нижнюю часть отгонной секции, где происходит разделение смеси кислород — аргон в условиях практического отсутствия азота. Аналогичная картина наблюдается и в случае роста концентрации отбираемого из колонны азота. Однако вследствие большей разности температур кипения присутствие аргона здесь сказывается в гораздо меньшей степени. Таким образом, если колонна предназначена для получения кислорода повышенной чистоты (более 97%), рекомендуется выполнять расчет процесса ректификации, рассматривая воздух как тройную смесь кислорода, аргона и азота. При расчете разделения воздуха как бинарной смеси получаются заниженные числа идеальных тарелок, не учитывающие влияния аргона, причем разница между $n_{и3}$ и $n_{и2}$ возрастает с понижением флегмового числа v. С целью компенсации этого влияния при определении $n_р$ необходимо принимать уменьшенные значения среднего ко-

Таблица 4.1

Число теоретических тарелок в верхней колонне при расчете процесса ректификации с помощью диаграмм равновесия для тройной и бинарной смесей [67]

Содержание кислорода в получаемой смеси, %	Тип узла ректификации	Содержание O_2 в получаемом азоте, %	Удельный расход детандерного воздуха на 1 кмоль перерабатываемого воздуха, кмоль/кмоль	Смесь	Число теоретических тарелок			
					В секциях верхней колонны			Во всей колонне
					I	II	III	
99,5	Верхняя колонна	1,0	0	Тройная	12	—	15	27
				Бинарная	5	—	7	12
	То же с вводом детандерного воздуха	4,0	0,26	Тройная	8	2	25	35
				Бинарная	4	0	7	11
95,0	Верхняя колонна	1,0	0	Тройная	5,5	—	4,3	9,8
				Бинарная	5,3	—	3,7	9,0
	То же с вводом детандерного воздуха	1,0	0,26	Тройная	9	1	6	16
				Бинарная	8,4	1	5,1	14,5

эффициента эффективности $\eta_{ср}$, правильный выбор которого не всегда возможен.

Рассчитывая колонну с использованием диаграмм для бинарной смеси азот — кислород, необходимо соблюдать правило, согласно которому при получении кислорода высокой концентрации аргон относят к азоту, а при выработке чистого азота — к кислороду. Получение обоих компонентов высокой концентрации возможно лишь при условии отбора так называемой грязной аргонной фракции из средней части концентрационной или отгонной секции, где содержание аргона может доходить до 12—15%.

Если из блока разделения извлекается кислород с концентрацией менее 96%, влияние аргона на процесс ректификации столь незначительно, что $n_{из}$ оказывается практически равным значению $n_{и2}$. В этом случае при определении числа идеальных тарелок не следует пользоваться методом, в котором воздух рассматривается как тройная смесь.

Для количественной иллюстрации влияния аргона на процесс ректификации воздуха в табл. 4.1 приведены результаты расчета $n_{и2}$ и $n_{из}$ в зависимости от состава получаемых продуктов. Рассматриваются концентрационная (*I*) и отгонная (*III*) секции верхней колонны низкого давления аппарата двукратной ректификации (см. § 4.7). Исходная смесь, обогащенная кислородом, поступает из нижней колонны предварительного разделения, работающей при более высоком давлении.

Исключительно ответственным этапом проектирования ректификационных установок является выбор значения среднего коэффициента эффективности $\eta_{ср}$ при определении числа реальных тарелок $n_р$, обеспечивающего необходимое разделение смеси. Эта задача в каждом конкретном случае решается индивидуально с учетом метода расчета $n_и$, конструктивных размеров колонны, устройства тарелок, режимных параметров и некоторых других факторов.

При расчете процесса ректификации воздуха, если число идеальных тарелок найдено с учетом влияния аргона, средний коэффициент эффективности принимается равным 0,5—0,8 для крупных колонн и 0,8—1,2 для колонн небольших размеров. Уменьшение $\eta_{ср}$ в крупных колоннах объясняется неравномерностью работы тарелок большого диаметра и

Таблица 4.2

Эффективность работы тарелок верхней колонны промышленных воздухоразделительных установок [67]

Установка	Коэффициент эффективности $\eta_т$	Размеры колонны, мм			Скорость пара по колонне, м/с
		Наружный диаметр	Внутренний диаметр	Расстояние между тарелками	
КГ-30*	0,9—1,2	290	—	100	0,25
	0,9—1,2	220	—	100	0,35
Г-120	0,9—1,2	500	215	90	2,2
	0,9—1,2	350	150	90	0,3
Г-540	0,9—1,1	750	350	—	0,35—0,25
КТ-1000	0,7—0,8	1000	430	90	0,4—0,3
КТ-3600Ар	0,5	1900	800	90	0,3—0,2
БР-3	0,5	1900	800	90	0,3—0,2
	0,5	2600	1000	120	0,4
БР-6	0,6—0,9	2200	800	110	0,3
БР-1	0,7—1,0	3200	1200	120	0,35—0,2
БР-2	0,5—0,7	3800	1200	160	0,65—0,4

* Тарелки с S-образной перегородкой.

пульсациями потоков, связанными с переключением клапанов регенераторов. Повышение эффективности возможно путем оптимизации скорости потока пара и перехода от кольцевых тарелок к тарелкам с диаметральным движением флегмы, отличающимся большей равномерностью в работе.

При выполнении практических расчетов можно ориентироваться на средние коэффициенты эффективности по кислороду[1], полученные экспериментально для ряда отечественных ВРУ (табл. 4.2).

При расчете процесса ректификации воздуха как бинарной смеси с целью получения смеси с концентрацией кислорода более 96—97% значение $\eta_{ср}$ можно оценить, руководствуясь следующими рекомендациями [23]:

Нижняя колонна аппарата двукратной ректификации	0,3—0,5
Верхняя колонна аппарата двукратной ректификации:	
концентрационная секция	0,3—0,5
отгонная секция	0,2—0,3

4.7. Принципиальные схемы ректификационных аппаратов

Реализация процесса ректификации на любом температурном уровне связана с необходимостью подвода теплоты $Q_и$ на испарение и отвода теплоты $Q_к$ при конденсации.

Если температура T в колонне выше температуры окружающей среды $T_{о.с}$, то осуществляется, как правило, непосредственный подвод и отвод теплоты путем использования, например, насыщенного или перегретого водяного пара и охлаждающей воды.

Качественно иная картина наблюдается при разделении смесей в условиях низких температур ($T<T_{о.с}$). Подвод теплоты на испарение из окружающей среды хотя и возможен, однако сопровождается значительными потерями от необратимости, поскольку теплообмен в этом случае протекает при существенно больших температурных напорах. Восполнение этих потерь требует дополнительных затрат энергии. Непосредственный отвод теплоты $Q_к$ в окружающую среду в принципе невозможен, так как $T_к<T_{о.с}$. Поэтому для организации процессов испарения и конденсации необходимо соответствующее криогенное обеспечение, т. е. использование внешнего, внутреннего или комбинированного холодильных циклов[2]. Связанные с этим особенности конструктивных и схемных решений отличают аппараты низкотемпературного разделения смесей от ректификационных колонн, работающих при $T>T_{о.с}$.

Вид низкотемпературного разделительного аппарата определяется его назначением. При необходимости извлечения из смеси одного из компонентов применяют концентрационные или отгонные колонны. Одновременное получение двух компонентов и фракций возможно в аппаратах, содержащих как концентрационную, так и отгонную секции.

---

[1] Анализ состава смеси технически выполнить проще, определяя содержание кислорода. По этой причине значения $\eta_{ср}$ находились по изменению содержания кислорода на тарелках.

[2] Во внутреннем цикле в отличие от внешнего рабочим телом является сама разделяемая смесь, ее компоненты или фракции. Комбинированный цикл является сочетанием внешнего и внутреннего циклов.

Кроме того, различают аппараты однократной и двукратной ректификации. Принцип двукратной ректификации, в частности, предусматривает использование двух колонн предварительного и окончательного разделения, что позволяет осуществить процесс с высокими коэффициентами извлечения обоих компонентов.

Аппараты однократной ректификации. На рис. 4.38 представлена схема аппарата однократной ректификации, разработанного Линде, для получения кислорода из воздуха. Процесс разделения осуществляется при условии $G>D$, характерном для отгонной колонны.

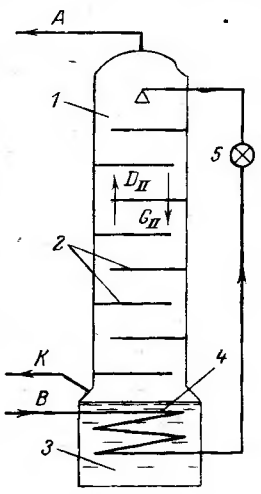


Рис. 4.38. Схема аппарата однократной ректификации для извлечения кислорода.

Аппарат состоит из цилиндрического корпуса *1* с размещенными в нем тарелками *2* и кубом *3*, в котором находится теплообменник *4*. Ректификация происходит при давлении p_K= =0,12÷0,14МПа, которое больше атмосферного на величину гидравлических сопротивлений в колонне и по пути вывода продуктов разделения из установки. Воздух, предварительно очищенный от примесей, охлажденный и сжатый до давления p_B, подается в теплообменник, где, отдавая теплоту кипящему в кубе кислороду, ожижается. Из условия обеспечения необходимого температурного напора в теплообменнике разность давлений p_B-p_K не может быть менее 0,45—0,5 МПа. Таким образом, теплообменник является конденсатором-испарителем, в котором одновременно конденсируется воздух и испаряется кубовая жидкость (кислород). Ожиженный воздух, проходя после теплообменника через дроссель *5*, снижает свое давление с p_B до p_K и поступает на орошение верхней тарелки. Стекая вниз по колонне, жидкость обогащается кислородом и в кубе достигает заданной концентрации y_K. Увеличивая число тарелок, можно получить вышекипящий компонент (кислород) сколь угодно высокой чистоты.

Пар, отводимый из верхней части аппарата, теоретически имеет концентрацию y^p_A, равновесную с поступающим на верхнюю тарелку жидким воздухом, что при p_K=0,13 МПа составляет 93,4% N_2. Количество получаемого кислорода состава y_K является в этом случае максимальным [см. (4.76)]:

$$K_{\text{макс}}=B\frac{y^p_A-y_B}{y^p_A-y_K} \qquad (4.114)$$

и соответствует наибольшему значению коэффициента извлечения β (74—75%), определяемому по формуле

$$\beta=100\,\frac{K(1-y_K)}{B(1-y_B)}. \qquad (4.115)$$

Рассматриваемому режиму работы аппарата отвечает рабочая линия *II-F*, пересекающая кривую равновесия в точке *F* с абсциссой $x=y_B$ (рис. 4.39). При этом количество идеальных тарелок $n_и\to\infty$, а флегмовое число v, определяемое для отгонной колонны как отно-

шение G_{II}/K ($K=G_I-D_{II}$), равно $v_{мин}$. Из (4.104) и (4.107) следует, что

$$v_{мин}=\operatorname{tg}\alpha_{II}^{макс}/(\operatorname{tg}\alpha_{II}^{макс}-1)=f_{II}^{макс}/(f_{II}^{макс}-1). \qquad (4.116)$$

В действительных колоннах $v=(1{,}2\div1{,}3)\,v_{мин}$. Объемный состав y_A получаемого пара оказывается ниже равновесного на 2—4% (точка E) и, как правило, не превосходит 89—92% N_2.

Таким образом, в аппарате однократной ректификации, работающем в режиме отгонной колонны, может быть получен в чистом виде только вышекипящий компонент (кислород) с коэффициентом извлечения β не более 60—65%, поскольку около $^1/_3$ его содержания в воздухе теряется с отбросным азотом.

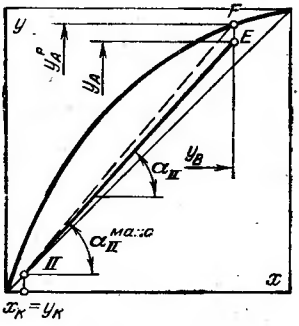


Рис. 4.39. К расчету аппарата однократной ректификации в x, y-диаграмме.

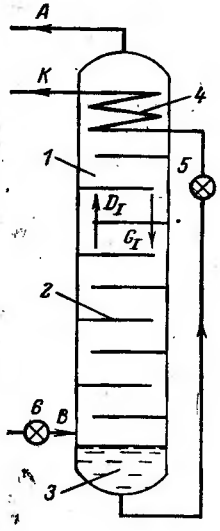


Рис. 4.40. Схема аппарата однократной ректификации для получения азота.

Для извлечения из воздуха нижекипящего компонента (азота) высокой концентрации используется концентрационная колонна ($D_I>D_I$), схема которой показана на рис. 4.40.

Охлажденный воздух подается на разделение в нижнюю часть аппарата *1* через дроссельный вентиль *6*, где его давление снижается до значения $p_K=0{,}35\div0{,}4$ МПа. Пар, поднимаясь по колонне, обогащается на тарелках *2* нижекипящим компонентом до заданной концентрации y_A, соответствующей практически чистому азоту. В конденсаторе-испарителе *4* часть азота ожижается и в виде флегмы возвращается в колонну на орошение верхней тарелки. Несконденсированные пары азота отбираются из верхней части аппарата в качестве готового продукта *A*. Отвод теплоты Q_K при конденсации обеспечивается кипящей кубовой жидкостью *3*, поступающей в конденсатор-испаритель через дроссельный вентиль *5*. Давление со стороны кипения обычно не превосходит 0,12—0,13 МПа.

Кубовая жидкость *3* содержит значительное количество азота, концентрация которого на несколько процентов выше равновесной по отношению к поступающему в колонну воздуху. По этой причине около 40% азота теряется с отбросным потоком *K*.

Кислородная и азотная колонны однократной ректификации отличаются невысокой экономичностью, поскольку для производства 1 м³ кислорода или азота при нормальных условиях необходимо переработать соответственно 7,5—8,5 м³ или 2,2—2,4 м³ воздуха вместо 5 или 1,3 м³ в случае полного извлечения компонентов. По этой причине такие аппараты не нашли широкого применения в промышленности. Они используются в малых ВРУ, когда не требуется получение обоих ком-

понентов, а экономические факторы являются не столь существенными.

При выполнении теплового расчета колонн однократной ректификации необходимо учитывать приток теплоты из окружающей среды через изоляцию. Уравнение баланса энергии в этом случае записывается в виде

$$BI_B+Bq^к_{о.с}=AI_A+KI_K, \qquad (4.117)$$

где $q^к_{о.с}$ — удельное количество теплоты из окружающей среды, отнесенное к 1 кмолю перерабатываемого воздуха, кДж/кмоль.

Из (4.117) легко определить энтальпию I_B, с которой воздух должен подаваться на разделение:

$$I_B=\frac{AI_A+KI_K}{B}-q^к_{о.с}. \qquad (4.118)$$

Одновременное получение технически чистых азота и кислорода может быть осуществлено в сдвоенном аппарате однократной ректификации, состоящем из концентрационной *1* и отгонной *2* секций (рис. 4.41). Для орошения верхней тарелки используется часть отбираемого из аппарата азота в количестве $A_ф$, который, нагреваясь до температуры окружающей среды в охладителе флегмы *5* и теплообменнике *6*, изотермически сжимается компрессором *7* до давления p=0,55÷0,6 МПа. Сжатый азот после охлаждения встречным потоком холодного газа в рекуперативе *6* поступает в конденсатор-испаритель *3*, где ожижается вследствие теплообмена с кислородом, кипящим при более низком давлении. Из конденсатора-испарителя жидкий азот направляется через теплообменник *5* и дроссельный вентиль *4* в верхнюю часть ректификационного аппарата.

При известной энтальпии воздуха I_B тепловая нагрузка $Q_к$ конденсатора-испарителя может быть найдена из уравнения энергетического баланса. С учетом обозначений, приведенных на рис. 4.41, получаем:

$$Q_к=AI_A+KI_K+Q_5-BI_B-A_ФI_{A3}, \qquad (4.119)$$

где $A_ф$ — количество азотной флегмы, соответствующее выбранному значению флегмового числа v.

Тепловой поток Q_5, передаваемый в охладителе флегмы *5*, определяется из условия предотвращения испарения жидкого азота при дросселировании через вентиль *4* (см. ниже «Аппараты двукратной ректификации»). Энтальпии I_{A1} и I_{A2}, необходимые для расчета азотного цикла, находятся из уравнений баланса энергии конденсатора-испарителя и охладителя флегмы:

$$I_{A1}=I_A-Q_5/A; \qquad (4.120)$$

$$I_{A2}=I_{A3}+Q_к/A_ф. \qquad (4.121)$$

Аппараты однократной ректификации с азотным циклом ограниченно используются в практике разделения газовых смесей, поскольку применение дополнительного компрессора приводит к повышению стоимости установок и увеличению расхода энергии в процессе их эксплуатации.

Аппараты двукратной ректификации. Наиболее совершенным типом аппарата, предназначенным для полного разделения воздуха, является

аппарат двукратной ректификации, разработанный К. Линде в 1907 г. (рис. 4.42). Он состоит из двух колонн, между которыми размещен конденсатор-испаритель *III*. Нижняя колонна высокого давления *IV*, работающая при $p_н$=0,55÷0,6 МПа, аналогична колонне однократной ректификации для получения азота (см. рис. 4.40).

Верхняя колонна низкого давления, включающая концентрационную *I* и отгонную *II* секции, работает под давлением $p_в$=0,13÷0,14 МПа.

Воздух в состоянии, близком к насыщенному пару, подается непосредственно в куб *V* нижней колонны, в которой осуществляется его предварительное разделение на азот и кубовую жидкость с повышенным содержанием кислорода (до 36—39% O_2).

Пары азота, поднимающиеся с верхней тарелки нижней колонны, поступают в конденсатор-испаритель, где полностью конденсируются, отдавая теплоту $Q_к$ кипящему кислороду. Часть образовавшегося жид-

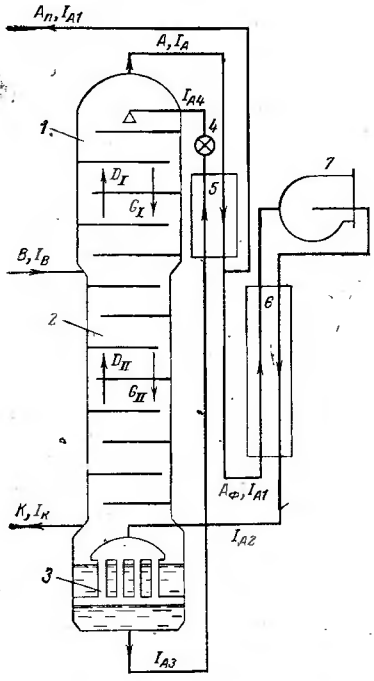


Рис. 4.41. Схема аппарата однократной ректификации с азотным циклом.

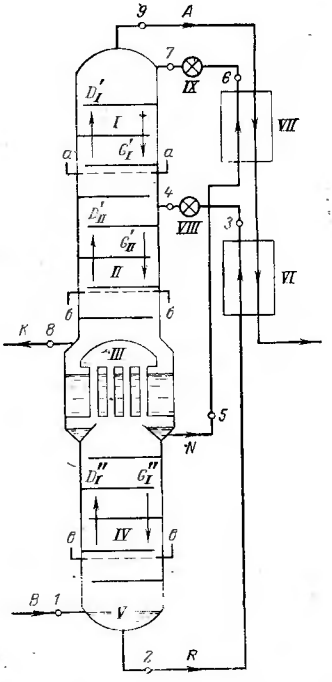


Рис. 4.42. Схема аппарата двукратной ректификации с подачей газообразного воздуха в куб нижней колонны.

кого азота стекает в специальные сборники (карманы), откуда подается через охладитель азотной флегмы *VII* и дроссельный вентиль *IX* на орошение верхней колонны.

Другая часть возвращается в нижнюю колонну. Концентрация азотной флегмы в зависимости от назначения ВРУ может быть различной, изменяясь от 95% N_2 и выше.

Кубовая жидкость после охладителя *VI* дросселируется до давления 0,13—0,14 МПа и поступает в среднюю часть верхней колонны.

Количества азотной флегмы N и кубовой жидкости R определяются из уравнений материального баланса нижней колонны

$$N=B\frac{y_1-x_2}{x_5-x_2}; \tag{4.122}$$

$$R=B-N, \tag{4.123}$$

где y_1, x_2 и x_5 — концентрации воздуха (точка *1*), кубовой жидкости (точка *2*) и азотной флегмы (точка *5*) по нижекипящему компоненту (азоту).

В верхней колонне происходит окончательное разделение воздуха с получением газообразного азота, отводимого сверху, и кислорода в виде газа или жидкости, отбираемого из конденсатора-испарителя. Часть кислорода в виде пара поднимается по колонне навстречу флегме, стекающей по тарелкам.

При известных концентрациях азота $y_A=y_9$ (точка *9*) и кислорода $y_K=y_8$ (точка *8*) количества продуктов A и K находятся из уравнений баланса массы для всего аппарата (4.76):

$$K=B\frac{y_9-y_1}{y_9-y_8}; \tag{4.124}$$

$$A=B-K. \tag{4.125}$$

Поскольку азот, кислород, кубовая жидкость и азотная флегма находятся в состоянии насыщенных пара или жидкости при соответствующем давлении в верхней или нижней колоннах, их энтальпии I_9, I_8, I_2 и I_5 легко определяются по I,x-диаграмме (или T, I, p, x, y-номограмме). Значение энтальпии I_1 воздуха, поступающего на разделение, должно удовлетворять уравнению теплового баланса аппарата двукратной ректификации, записанному с учетом теплопритоков из окружающей среды и тепловых нагрузок Q_{VI} и Q_{VII} охладителей кубовой жидкости и азотной флегмы:

$$BI_1+Bq^{к}_{о.с}=KI_8+AI_9+Q_{VI}+Q_{VII}, \tag{4.126}$$

откуда

$$I_1=\frac{KI_8+AI_9+Q_{VI}+Q_{VII}}{B}-q^{к}_{о.с}. \tag{4.127}$$

Значение теплопритоков $q^{к}_{о.с}$ из окружающей среды, приходящихся на 1 кмоль перерабатываемого воздуха, выбирается в зависимости от качества тепловой изоляции и производительности ВРУ (см. гл. 5).

Полагая, что кубовая жидкость и азотная флегма поступают в верхнюю колонну в насыщенном состоянии (паросодержание $\delta=0$), тепловые нагрузки Q_{VI} и Q_{VII} определяют из соотношений:

$$Q_{VI}=R(I_2-I_4); \tag{4.128}$$

$$Q_{VII}=N(I_5-I_7), \tag{4.129}$$

где I_2 и I_5 — значения энтальпий насыщенных потоков жидкости R и N при давлении $p_н$ в нижней колонне; I_4 и I_7 — то же при давлении $p_в$ в верхней колонне.

В схемах аппаратов двукратной ректификации, не предусматривающих использование охладителей *VI* и *VII*, кубовая жидкость и азотная флегма в процессе дросселирования частично испаряются и поступают в колонну низкого давления в виде влажного пара. Значения паросодержаний δ_R и δ_N каждого из потоков, а также составы жидкой

и паровой фаз могут быть найдены, в частности, с помощью I,x-диаграммы. Образование пара при дросселировании является нежелательным, так как приводит к снижению количества стекающей по колонне флегмы и вследствие этого к увеличению числа тарелок.

Составляя уравнение энергетического баланса для верхней (или нижней) колонны, легко определить тепловую нагрузку $Q_к$ конденсатора-испарителя:

$$Q_к = AI_9 + KI_8 - RI_4 - NI_7 - Bq^в_{о.с} \qquad (4.130)$$

или

$$Q_к = BI_1 - NI_5 - RI_2 + Bq^н_{о.с}, \qquad (4.131)$$

где $q^в_{о.с}$ — удельное количество теплоты, поступающее в верхнюю колонну из окружающей среды, кДж/кмоль (на 1 кмоль перерабатываемого воздуха); $q^н_{о.с} = q^к_{о.с} - q^в_{о.с}$ — то же для нижней колонны.

Очевидно, что результаты расчета $Q_к$ по обеим формулам должны быть одинаковыми.

Средний температурный напор $\Delta T_к$ между кипящей и конденсирующейся средами в конденсаторе-испарителе, а также разность давлений $\Delta p = p_н - p_в$ в нижней и верхней колоннах рассчитываются по методу, изложенному в гл. 3.

Для определения числа идеальных тарелок в нижней колонне методом Мак-Кеба и Тиле необходимо осуществить построение рабочей линии в x, y-диаграмме, соответствующей давлению $p = p_н$. Как было показано ранее, уравнение рабочей линии может быть найдено путем составления материальных балансов для части колонны, расположенной выше (или ниже) произвольного сечения (в рассматриваемом случае сечения b-b на рис. 4.42):

$$y = \frac{G''_I}{D''_I} x + \frac{N}{D''_I} x_5. \qquad (4.132)$$

С учетом того, что $G''_I/(D''_I - G''_I) = G''_I/N$ является флегмовым числом v'' нижней колонны, получаем:

$$y = \frac{v''}{v''+1} x + \frac{1}{v''+1} x_5. \qquad (4.133)$$

Минимальное значение флегмового числа $v''_{мин}$ отвечает предельному верхнему положению верхней линии $\bar{I}''E'$ на x, y-диаграмме (рис. 4.43). Это имеет место в том случае, когда кубовая жидкость достигает состояния равновесия с паром, поступающим на нижнюю тарелку. Если полагать, что состав пара соответствует составу $y_в = y_1$ разделяемого воздуха, равновесная концентрация $x^р_R$ кубовой жидкости для давления в колонне $p_н \approx 0{,}6$ МПа составляет 58% N_2 (примерно 42% O_2). При этом число идеальных тарелок $n''_и = \infty$.

Значение $n''_и$ уменьшается с увеличением концентрации $x_2 = x_R$ кубовой жидкости. В промышленных аппаратах разность $\Delta x_R = x_R - x^р_R$, называемая «неравновесностью», обычно принимается равной 3—5% [$v'' \approx (1{,}15 \div 1{,}3) v''_{мин}$]. Из рис. 4.43 следует, что

$$\operatorname{tg} \alpha''_I = (x_5 - y_1)/(x_5 - x_2).$$

Тогда с учетом равенства $\operatorname{tg} \alpha''_I = v''/(v''+1)$ получаем:

$$v'' = (x_5 - y_1)/(y_1 - x_2). \qquad (4.134)$$

Согласно (4.134) при заданном составе азотной флегмы x_5 значение флегмового числа v'' и количество идеальных тарелок $n''_и$ опреде-

ляются концентрацией кубовой жидкости x_2. Если $x_2=x^p_R$, то, как было показано ранее, $v''=v''_{мин}$ и $n''=\infty$. Другому предельному режиму работы колонны отвечает равенство концентраций разделяемого воздуха и кубовой жидкости $x_2=y_1$, при котором $v''=\infty$ (рабочая линия $1''E''$). Бесконечно большое флегмовое число v'' может иметь место в случае прекращения отбора азотной флегмы, т. е. при $N=0$.

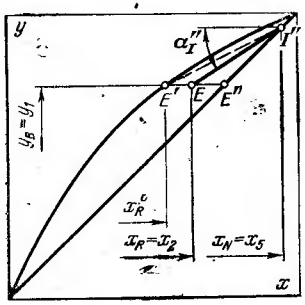


Рис. 4.43. К расчету числа теоретических тарелок в нижней колонне аппарата двукратной ректификации.

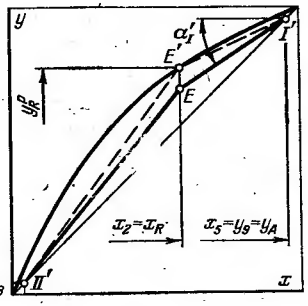


Рис. 4.44. К расчету числа теоретических тарелок в верхней колонне аппарата двукратной ректификации.

Без учета зависимости молярных теплот парообразования от состава потоки жидкости G''_I и пара D''_I, кмоль, по высоте колонны находятся из соотношений

$$D''_I=Q_к/(\mu r_N); \qquad (4.135)$$

$$G''_I=D''_I-N, \qquad (4.136)$$

где μr_N — молекулярная теплота парообразования азотной флегмы, Дж/кмоль.

Для концентрационной и отгонной секций верхней колонны низкого давления уравнения рабочих линий, полученные с использованием произвольных сечений *а-а* и *б-б* (рис. 4.42), имеют вид:

$$y=\frac{G'_I}{D'_I}x+\frac{Ay_9-Nx_5}{D'_I}; \qquad (4.137)$$

$$y=\frac{G'_{II}}{D'_{II}}x-\frac{Ky_8}{D'_{II}}. \qquad (4.138)$$

Потоки стекающей по тарелкам жидкости и поднимающегося пара G'_I, G'_{II}, D'_I и D'_{II} зависят от паросодержаний δ_R и δ_N кубовой жидкости R и азотной флегмы N после дросселирования через вентили *VIII* и *IX*.

Если охладители *VI* и *VII* отсутствуют, то δ_R и δ_N больше нуля. В этом случае искомые величины в кмолях могут быть найдены по следующим формулам:

$$G'_I=(1-\delta_N)N; \qquad (4.139)$$

$$G'_{II}=G'_I+(1-\delta_R)R; \qquad (4.140)$$

$$D'_{II}=G'_{II}-K; \qquad (4.141)$$

$$D'_I=D'_{II}+\delta_R R. \qquad (4.142)$$

При использовании теплообменников *VI* и *VII* формулы упрощаются, так как $\delta_R=\delta_N=0$.

Флегмовое число верхней колонны $v'=G'_I/(D'_I-G'_I)$. С учетом (4.122), (4.124), (4.125) при $\delta_R=\delta_N=0$ и $y_9=x_5$ получаем:

$$v'=\frac{N}{A-N}=\frac{(y_9-y_8)(y_1-x_2)}{(x_2-y_8)(y_9-y_1)}. \qquad (4.143)$$

Поскольку составы кубовой жидкости x_2 и продуктов разделения y_9 и y_8, как правило, задаются, значение флегмового числа v' является фиксированным и может существенно превышать значение $v'_{мин}$, при котором точка пересечения E' рабочих линий $II'E'$ и $E'I'$ лежит на кривой равновесия (рис. 4.44).

Так как $\operatorname{tg}\alpha'_I=G'_I/D'_I$ [см. (4.137)] и $v'=\operatorname{tg}\alpha'_I/(1-\operatorname{tg}\alpha'_I)$, нетрудно показать, что

$$v'_{мин}=\frac{y_9-y^p{}_J}{y^p{}_R-x_2},$$

где $y^p{}_R$ — концентрация пара, равновесного с кубовой жидкостью состава $x_R=x_2$.

Режиму работы колонны, при котором v' существенно больше $v'_{мин}$, соответствуют значительные концентрационные напоры на каждой из тарелок, что приводит к возрастанию потерь от необратимости. Очевидно, что для снижения энергетических затрат на разделение смеси необходимо уменьшить флегмовое питание верхней колонны. Схемы аппаратов двукратной ректификации, работающих при пониженных флегмовых числах, приведены ниже.

Расчет числа теоретических тарелок в *I*, *x*-диаграмме с помощью метода Поншона связан с определением координат полюсов для каждой из секций колонн высокого и низкого давлений (см. § 4.6).

Приведенные концентрация X''_I и энтальпия I''_I для нижней колонны находятся из уравнений балансов массы и энергии для участка, ограниченного сечением *b-b* [см. (4.42)]:

$$X''_I=x_5; \qquad (4.144)$$

$$I''_I=I_5+Q_к/N. \qquad (4.145)$$

Соответственно для концентрационной и отгонной секций верхней колонны имеем:

$$X'_I=\frac{Ay_9-Nx_5}{A-N}; \qquad (4.146)$$

$$I'_I=\frac{AI_9-NI_7}{A-N}; \qquad (4.147)$$

$$X'_{II}=y_8; \qquad (4.148)$$

$$I'_{II}=I_8-Q_к/K. \qquad (4.149)$$

Отметим, что точка, характеризующая состояние кубовой жидкости, поступающей в колонну низкого давления, должна лежать в *I*,*x*-диаграмме на главной линии, проходящей через полюсы π'_I и π'_{II}. По аналогии с рассмотренным выше примером можно осуществить балан-

совые расчеты и определить необходимое для разделения смеси число тарелок применительно к другим схемам аппаратов двукратной ректификации, используемых в промышленных низкотемпературных установках.

В тех случаях, когда воздух поступает на разделение при давлении $p > p_н$, где $p_н \approx 0{,}6$ МПа, оказывается целесообразным пропускать его через змеевик, встроенный в куб колонны высокого давления (рис. 4.45). В змеевике воздух отдает теплоту кипящей кубовой жидкости, конденсируется, затем дросселируется до давления $p_н$ и поступает в виде жидкости в среднее сечение нижней колонны, делящее ее

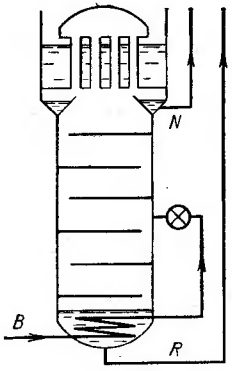


Рис. 4.45. Схема колонны высокого давления со встроенным змеевиком.

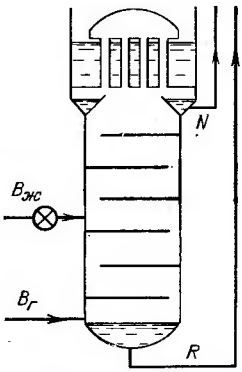


Рис. 4.46. Схема колонны высокого давления с двумя потоками (жидким и газообразным) подаваемого на разделение воздуха.

на концентрационную и отгонную секции. Наличие отгонной секции обеспечивает дополнительное разделение воздуха с получением кубовой жидкости R более высокой концентрации по кислороду (до 45% O_2). Количество азотной флегмы N при этом возрастает, что приводит к увеличению значения v' в верхней колонне и уменьшению $n'_т$.

При отборе из конденсатора-испарителя жидкого кислорода суммарная энтальпия воздуха, поступающего на разделение, должна быть меньше, чем в установках, предназначенных для получения газообразных продуктов. Это достигается путем предварительного ожижения части перерабатываемого воздуха при $p > p_н$ в количестве $B_ж$, который после дросселирования вводится в середину нижней колонны (рис. 4.46).

Жидкий воздух, имеющий более высокую, чем кубовая жидкость, температуру, может подаваться в колонну через змеевик по схеме, показанной на рис. 4.45. Другая часть воздуха в количестве $B_г = B - B_ж$ поступает в газообразном состоянии непосредственно в куб колонны высокого давления.

Снижение потока газа, движущегося вверх по колонне, приводит к падению тепловой нагрузки $Q_к$ конденсатора-испарителя и как следствие этого к уменьшению количества азотной флегмы N и увеличению расхода кубовой жидкости R с пониженным содержанием кислорода.

Следует отметить, что аппараты с двумя потоками разделяемого воздуха не являются единственно возможными при выработке жидкого кислорода. Существуют промышленные установки, в которых весь воз-

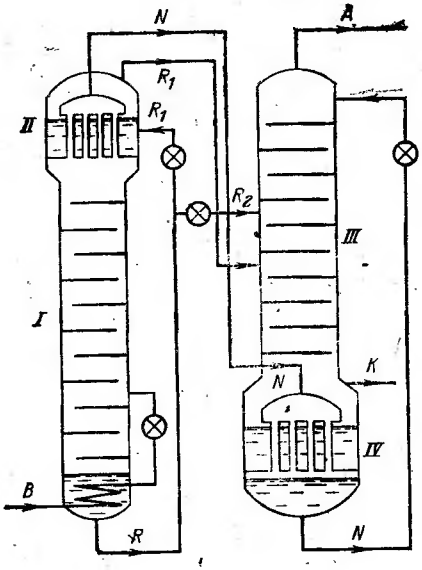


Рис. 4.47. Схема разделенного аппарата двукратной ректификации.

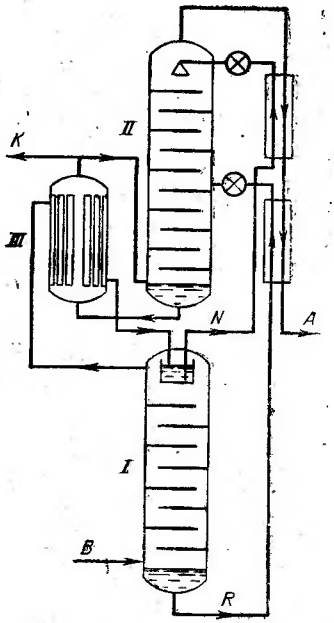


Рис. 4.48. Схема аппарата двукратной ректификации с отдельно выполненным конденсатором-испарителем.

дух в виде влажного пара подается в куб колонны высокого давления.

Рассмотренные схемы аппаратов двукратной ректификации могут претерпевать те или иные изменения в зависимости от предъявляемых к ним дополнительных требований.

Уменьшение высоты блока разделения. При ограниченной высоте производственных помещеиий используются установки, в которых ректификационный аппарат представляет собой две отдельно изготовленные колонны высокого *I* и низкого *III* давлений, устанавливаемые на одном уровне (рис. 4.47). Вверху колонны высокого давления и внизу колонны низкого давления располагаются конденсаторы-испарители *II* и *IV*, обеспечивающие конденсацию азота и кипение кислорода.

Воздух высокого давления ($p > p_н$) в количестве B поступает через змеевик куба и дроссельный вентиль в среднее сечение колонны *I*, делящее ее на концентрационную и отгонную секции. В колонне осуществляется предварительное разделение воздуха на азот и обогащенную кислородом кубовую жидкость. Азот, поступающий в конденсатор-испаритель *II*, конденсируется не полностью. Часть газообразного азота в количестве N отводится в конденсатор-испаритель *IV*, где ожижается, обеспечивая кипение кислорода, а затем, после дросселирования до давления $p_в$, подается на орошение колонны низкого давления.

Кубовая жидкость, отбираемая из колонны *I*, разделяется на два потока, один из которых в количестве R_1 кипит при $p = p_в$ в конденсаторе-испарителе *II*, после чего поступает в виде пара в середину колонны низкого давления. Несколько выше расположено место ввода второго (жидкого) потока R_2.

В колонне низкого давления происходит окончательное разделение воздуха на азот (96—97% N_2) и кислород (до 99% O_2).

Разделенный аппарат двукратной ректификации, схема которого показана на рис. 4.47, отличается относительно большими потерями от необратимости, поэтому его использование ограничено установками невысокой производительности.

Подробный анализ процесса ректификации и расчет такого аппарата изложены в [20].

Уменьшение высоты крупных ВРУ достигается путем раздельного исполнения не только колонн высокого *I* и низкого *II* давлений, но и конденсатора-испарителя *III* (рис. 4.48). При этом упрощаются их транспортировка и монтаж.

Как правило, необходимая поверхность теплообмена обеспечивается путем использования нескольких основных и выносных конденсаторов. «Проточность» основных конденсаторов достигается в этом случае за счет отбора части кислорода в выносные конденсаторы, вследствие чего практически исключается возможность накопления в нем взрывоопасных примесей.

Повышение чистоты получаемых азота и кислорода. Как известно, в воздухе, поступающем на разделение, содержится около 1% аргона. Поэтому получение чистых кислорода и азота в обычных аппаратах двукратной ректификации (без извлечения аргона) невозможно. Согласно опытным данным, приведенным в табл. 4.3 [5], концентрация кислорода в установках без извлечения аргона не превышает 99,5—99,7%, а достижимая чистота азота лежит в пределах 99—99,2%.

Таблица 4.3

Молярная доля кислорода, %, в продуктах разделения воздуха (без извлечения аргона)

Продукт разделения	Установка	
	высокого и среднего давлений	низкого давления
Кубовая жидкость (x_R)	38—39	36—38
Азотная флегма (x_N)	1—5	1—4
Азот (y_A)	0,8—6	1—3
Кислород (x_K или y_K)	99,3—99,7	95—99,5

Аргон, температура насыщения которого находится между температурами насыщения азота и кислорода (ближе к T_s кислорода), имеет тенденцию накапливаться в средних частях концентрационной и отгонной секций колонны низкого давления. В отдельных сечениях концентрация аргона в паровой фазе может достигать 10% и более.

Отбирая газообразную фракцию, обогащенную аргоном, в одном из этих сечений удается значительно снизить концентрацию аргона вверху и внизу колонны низкого давления и тем самым повысить чистоту получаемых азота и кислорода.

На рис. 4.49 приведена схема аппарата двукратной ректификации с отбором аргонной фракции Φ из отгонной секции верхней колонны. Использование этой схемы дает возможность вырабатывать кислород с концентрацией до 99,7% и азот с содержанием примесей от 0,1 до 0,02%. Количество отбираемой фракции обычно составляет 8—12% перерабатываемого воздуха, а концентрация аргона не превышает 6—8%. В режиме получения азота наивысшей чистоты отбор фракции может быть доведен до значения 0,2—0,25 кмоль/кмоль перерабатываемого воздуха.

Для аппаратов, работающих с отбором аргонной фракции, характерны пониженные значения коэффициентов извлечения азота и кислорода из воздуха. Наибольшие потери кислорода (от 20 до 30%)

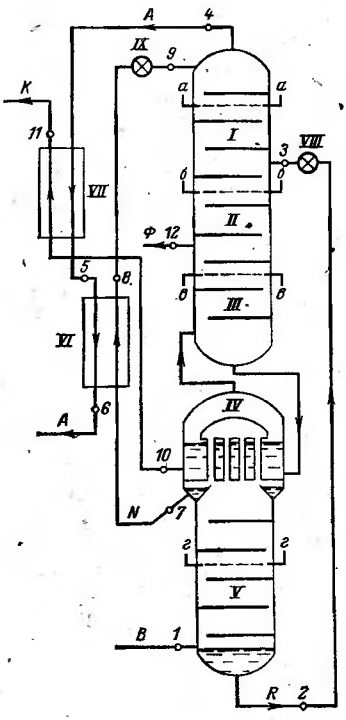


Рис. 4.49. Схема аппарата двукратной ректификации с отбором аргониой фракции.

I—III — секции верхней колонны низкого давления; *IV* — конденсатор-испаритель; *V* — нижняя колонна высокого давления; *VI* — охладитель азотной флегмы; *VII* — охладитель кислорода; *VIII, IX* — дроссельные вентили; *1—12* — характерные точки потоков (см. пример 4.1).

наблюдаются при осуществлении отбора из отгонной секции колонны, когда фракция содержит 40—80% O_2. Организация отбора из концентрационной секции сопровождается значительным снижением концентрации кислорода во фракции и ростом коэффициента его извлечения. Естественно, что потери азота при этом увеличиваются.

Аппараты с отбором газообразной аргонной фракции работают в режиме более высоких флегмовых чисел, что связано со снижением расхода пара D, движущегося вверх по колонне. Очевидно, что в этом случае возрастают потери от необратимости и, следовательно, удельный расход энергии на разделение воздуха.

В установках, предназначенных для производства продуктов разделения повышенной чистоты, аргонная фракция, как правило, используется для охлаждения части прямого воздуха. В ряде случаев отбор аргонной фракции является самостоятельной задачей, связанной с необходимостью получения аргона. Схема установки при этом усложняется вследствие использования специальной аргонной колонны, в которой после разделения фракции получают «сырой» аргон, содержащий 80—95% Ar, 3—10% N_2, остальное — кислород.

Снижение расхода энергии на ректификацию. Смешение газов является необратимым процессом. Поэтому для осуществления обратного процесса разделения газовой смеси на чистые компоненты или фракции необходимо совершить работу. Минимальная работа разделения [10]:

$$L_{\text{мин}} = T_{\text{о.с}} \Delta s_T - (T_{\text{о.с}}/T - 1) q_t, \qquad (4.150)$$

где $T_{\text{о.с}}$ — температура окружающей среды; T — температура смеси; Δs_T — приращение энтропии при изотермическом разделении смеси; q_t — изотермическая теплота смешения (имеет знак «+» для экзотермического процесса смешения).

Для смесей реальных газов, входящих в состав воздуха, значение q_t настолько мало, что им можно пренебречь (для идеальных газов равенство $q_t = 0$ соблюдается строго). Тогда при $T = T_{\text{о.с}}$ имеем:

$$L_{\text{мин}} = T_{\text{о.с}} \Delta s_0. \qquad (4.151)$$

Согласно [88] разделение 1 кмоля бинарной смеси идеальных или близких к ним по свойствам реальных газов на фракции M_1 с концентрацией y_1 и M_2 с концентрацией y_2 сопровождается приращением эн-

тропии

$$\Delta s_0 = \mu R \left\{ \left[y_{см} \ln \frac{1}{y_{см}} + (1 - y_{см}) \ln \frac{1}{1 - y_{см}} \right] - \right.$$
$$- M_1 \left[y_1 \ln \frac{1}{y_1} + (1 - y_1) \ln \frac{1}{1 - y_1} \right] - M_2 \left[y_2 \ln \frac{1}{y_2} + \right.$$
$$\left. \left. + (1 - y_2) \ln \frac{1}{1 - y_2} \right] \right\}, \qquad (4.152)$$

где μR=8,3143 кДж/(кмоль·К) — универсальная газовая постоянная; $M_1=(y_{см}-y_2)/(y_1-y_2)$, $M_2=(y_{см}-y_1)/(y_2-y_1)$ — соответственно выход фракций с концентрациями y_1 и y_2, приходящийся на 1 кмоль исходной смеси.

В частном случае, когда осуществляется полное разделение смеси с получением чистых компонентов, имеем:

$$\Delta s_0 = \mu R \left[y_{см} \ln \frac{1}{y_{см}} + (1 - y_{см}) \ln \frac{1}{1 - y_{см}} \right]. \qquad (4.153)$$

Из (4.152) и (4.153) следует, что $L_{мин}$ возрастает с повышением чистоты продуктов разделения и достигает максимума при y_1=1 и y_2=0. Например, для воздуха, если его рассматривать как бинарную смесь, изменение концентрации извлекаемых азота и кислорода от y_A=99% N_2 и y_K=5% N_2 до y_A=100% N_2 и y_K=0% N_2 сопровождается увеличением минимальной работы разделения от 1,07 МДж/кмоль (5,06 МДж/кмоль O_2) до 1,29 МДж/кмоль перерабатываемого воздуха (6,17 МДж/кмоль O_2).

В реальных ректификационных аппаратах вследствие необратимости процессов дросселирования, теплообмена, массообмена и т. п. действительная работа разделения намного больше минимальной. Для определения значения $L_д$ используется соотношение

$$L_д = L_{мин} + \Sigma \Pi_i = L_{мин} + T_{о.с} \Sigma \Delta s_i, \qquad (4.154)$$

где $\Sigma \Pi_i$ — суммарные потери вследствие необратимости; Δs_i — возрастание энтропии рабочих тел и окружающей среды из-за необратимости i-го процесса.

Отношение минимальной работы разделения к действительной называется термодинамическим КПД

$$\eta_т = L_{мин}/L_д = 1 - \Sigma \Pi_i / L_д, \qquad (4.155)$$

с помощью которого можно оценить эффективность работы как ректификационного аппарата, так и разделительной установки в целом. В последнем случае необходимо дополнительно учитывать потери от необратимости в теплообменных аппаратах, компрессоре, детандере, трубопроводах и т. д.

Общий термодинамический КПД крупных ВРУ, производящих газообразные продукты, обычно не превосходит 12—18%. Для установок средней и малой производительности $\eta_т$ составляет 8—10%.

В практике термодинамического анализа процессов разделения газовых смесей наряду с методом, использующим энтропию, широко применяются также расчеты, в основе которых лежит понятие эксергии [12, 51].

Согласно вышеизложенному для осуществления обратимой ректификации, соответствующей условию $L_д=L_{мин}$, требуется обеспечить равновесие между жидкой и паровой фазами во всех сечениях по вы-

соте аппарата, что связано с необходимостью непрерывного изменения флегмового отношения. (В x, y-диаграмме рабочие линии для отдельных участков колонны, соответствующих одной тарелке, должны совпадать с кривой равновесия во всем интервале изменения состава смеси в аппарате.) Это возможно лишь при организации подвода теплоты к каждой из тарелок, расположенных ниже уровня питания (в общей сложности $Q_и$), и отвода теплоты от тарелок выше этого уровня (в общей сложности $Q_к$), если соблюдать условие $\Delta T \to 0$. Число тарелок при этом должно быть бесконечно большим.

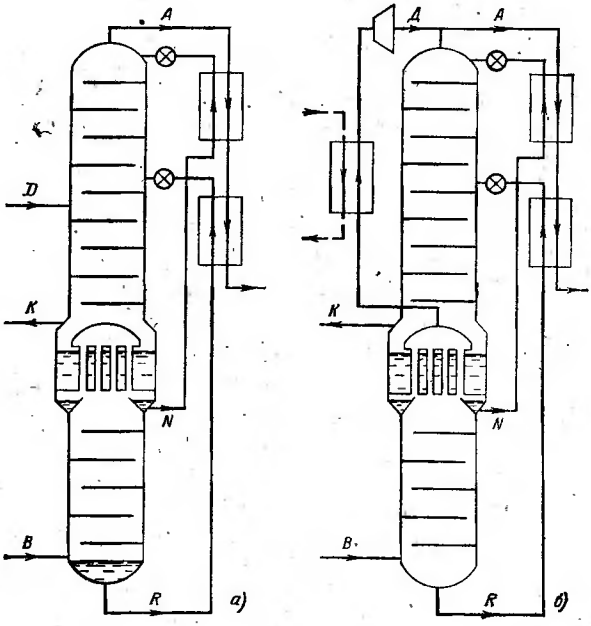


Рис. 4.50. Схемы аппаратов двукратной ректификации с пониженным флегмовым числом в колонне низкого давления.

а — с вводом газообразного воздуха в верхнюю колонну; *б* — с отбором газообразного азота из нижней колонны.

Так как в реальных условиях совместить процессы внешнего теплообмена при переменной температуре и внутреннего тепло- и массообмена на каждой из тарелок очень сложно, то используются адиабатные колонны, в которых вся теплота $Q_и$ подводится на участке с самой высокой температурой, а вся теплота $Q_к$ отводится в зоне с наименьшим значением температуры.

В адиабатной колонне равновесие между жидкой и паровой фазами отсутствует, поэтому $L_д$ всегда больше $L_{мин}$ ($\eta_т < 1$). Потери от необратимости могут быть уменьшены за счет снижения концентрационных напоров на тарелках и температурного напора в конденсаторе-испарителе. Для этого необходимо осуществлять процесс ректификации при возможно низких значениях флегмовых чисел v, а также использовать наиболее совершенные конструкции конденсаторов-испарителей, позволяющие организовать кипение и конденсацию при существенно малых ΔT (например, с пористым покрытием поверхности со стороны кипения). Тем не менее даже для условий $v = v_{мин}$ и $\Delta T \to 0$ термодинамический КПД адиабатной колонны оказывается относительно невысоким. В частности, при полном разделении воздуха предельное значение $\eta_т$ составляет всего 66%. Если принять флегмовое число $v = 1{,}1 v_{мин}$, а температурные напоры со стороны кипения и конденсации равными 2 К, то значение $\eta_т$ падает до 45%.

Как указывалось ранее, колонны низкого давления в аппаратах двукратной ректификации работают при повышенных значениях флегмовых чисел, что отрицательно сказывается на эффективности процесса разделения в целом. Термодинамический КПД можно улучшить

путем уменьшения количества флегмы, поступающей из нижней колонны в верхнюю.

По одному из способов, предложенному Лахманом, весь перерабатываемый воздух разделяется на два потока B и D, один из которых в количестве 70—80% подвергается предварительному разделению в нижней колонне (рис. 4.50,*а*). Второй поток после расширения в турбодетандере поступает в газообразном состоянии непосредственно в середину колонны низкого давления. В результате расходы азотной флегмы N и кубовой жидкости уменьшаются, заметно снижается также тепловая нагрузка $Q_к$ конденсатора-испарителя.

Сопоставление потерь от необратимости отдельных процессов в аппаратах двукратной ректификации (рис. 4.42) и с вводом газообразного потока воздуха в верхнюю колонну (рис. 4.50,*а*) при одинаковых исходных данных приведено в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Потери от необратимости в аппаратах двукратной ректификации без ввода и с вводом газообразного воздуха в верхнюю колонну [84]

Составляющие потерь от необратимости	В аппарате без ввода воздуха в верхнюю колонну, МДж/кмоль O_2	В аппарате с вводом воздуха в верхнюю колонну, МДж/кмоль O_2
Концентрационный напор:		
в нижней колонне	0,70	0,60
в верхней секции верхней колонны	1,08	0,47
в средней секции верхней колонны	—	0,7
в нижней секции верхней колонны	4,60	2,32
Сопротивление в колониах	1,48	1,10
Температурный напор в конденсаторе-испарителе	1,74	1,27
Дросселирование:		
кубовой жидкости	0,71	0,48
азотной флегмы	0,10	0,04
Температурный напор в охладителях:		
кубовой жидкости	0,04	0,05
азотной флегмы	0,27	0,23
Общий расход энергии в ВРУ	44,50	37,25

В схеме аппарата, изображенной на рис. 4.50,*б*, снижение флегмового числа v в верней колонне осуществляется посредством отбора части газообразного азота (15—25% перерабатываемого воздуха, поступающего на нижней колонны в конденсатор. Отводимый азот подогревается в теплообменнике, после чего поступает на расширение в турбодетандер.

Более сложные схемные решения, приводящие к дальнейшему уменьшению необратимости процесса ректификации, рассмотрены в [84].

Стремление к повышению экономичности разделительного аппарата неизбежно связано с ростом числа тарелок, увеличением габаритов и стоимости установки, усложнением ее эксплуатации. Поэтому аппараты двукратной ректификации с пониженным флегмовым числом целесообразно использовать преимущественно в установках большой производительности, для которых энергетические затраты являются определяющими.

4.8. Конструкции ректификационных колонн

Для осуществления эффективного процесса тепло- и массообмена между паром и жидкостью в ректификационных колоннах необходима развитая межфазная поверхность. От того, насколько удачно реализуется это требование, во многом зависит совершенство аппарата.

Существует несколько методов формирования поверхности контакта между непосредственно взаимодействующими паром и жидкостью.

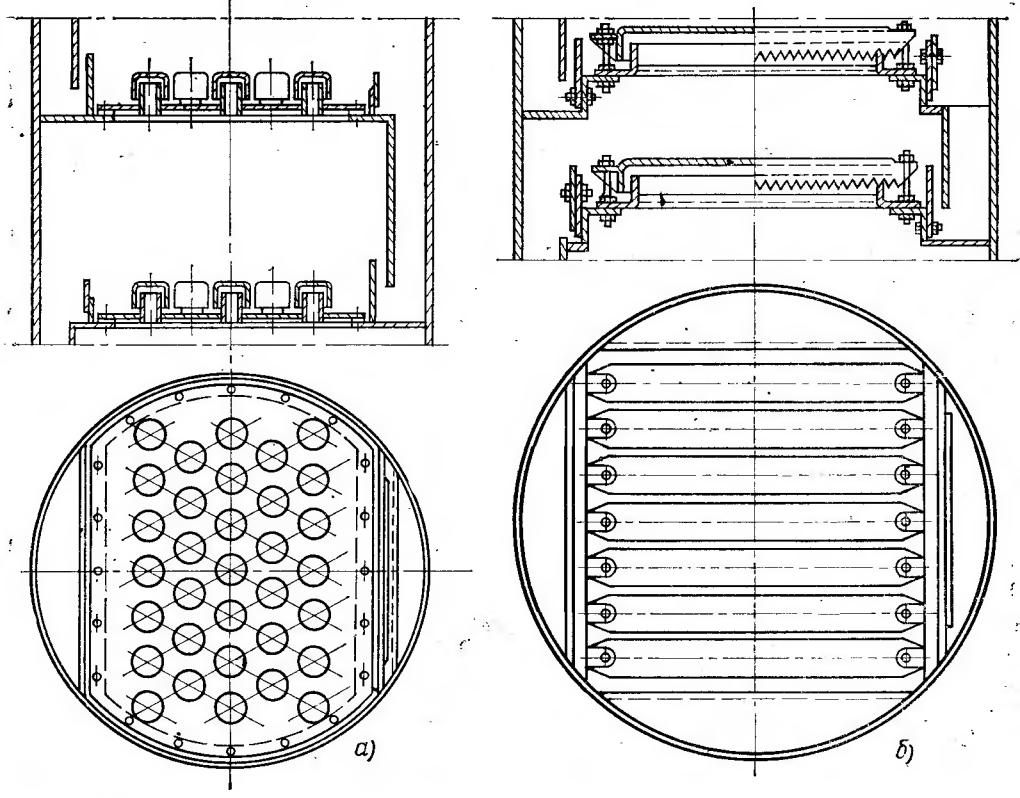


Рис. 4.51. Колпачковые тарелки ректификационных колонн.
а — с капсульными колпачками; *б* — с туннельными колпачками.

Наибольшее распространение получили два из них. Они позволяют выделить две группы ректификационных колонн — *пленочные* и *барботажные*. По первому методу развитая поверхность контакта фаз образуется при растекании жидкости в виде пленки по элементам, заполняющим объем колонны. Второй метод связан с осуществлением процесса барботажа пара через слой жидкости с образованием большого количества мелких пузырьков.

Примером пленочного аппарата является *насадочная колонна* с насадкой из колец Рашига, представляющих собой отрезки латунной трубы, длина и диаметр которых одинаковы. Жидкость поступает в колонну сверху и стекает по насадке тонким слоем навстречу поднимающемуся снизу пару. При повышенных нагрузках по пару и жидкости пленочный режим работы колонны может нарушаться.

Насадочные колонны работают недостаточно эффективно, поэтому их применение ограничено установками малой производительности, работающими с ГХМ. Наиболее широкое распространение в ВРУ получили *тарельчатые колонны*, относящиеся к группе барботажных аппаратов. Основными конструктивными элементами таких колонн являются ситчатые или колпачковые тарелки.

Конструкции тарелок с капсульными и туннельными колпачками, а также характер движения потока газа внутри колпачка представлены на рис. 4.51 и 4.52.

В отличие от ситчатых тарелок колпачковые тарелки не требуют тщательной горизонтальной установки, устойчиво работают при изменении давления в колонне, обеспечивают возможность быстрого выхода аппарата на заданный эксплуатационный режим. Тем не менее в отечественных конструкциях ректификационных аппаратов преимущественно используются ситчатые тарелки, так как они проще в конструктивном

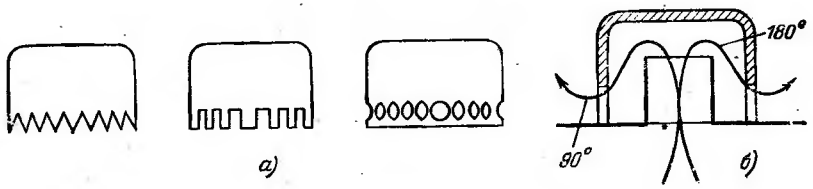


Рис. 4.52. Форма прорезей колпачков (*а*) и характер движения пара в колпачке (*б*).

отношении, значительно дешевле в изготовлении и имеют более высокий по сравнению с колпачковыми тарелками коэффициент эффективности.

Ситчатые тарелки выполняются обычно в форме плоских перфорированных дисков с переливными устройствами, обеспечивающими сток жидкости с вышележащей тарелки на нижележащую (рис. 4.53). Пар,

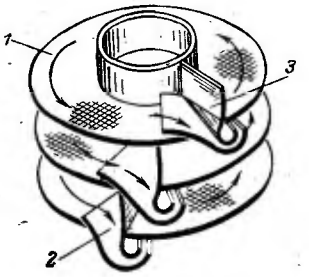


Рис. 4.53. Кольцевые тарелки со сливными устройствами.
1 — сетка; *2* — переливное устройство; *3* — подпорная перегородка (направление движения жидкости указано стрелками).

поднимаясь по колонне, проходит через отверстия в тарелках, удерживая на них жидкость. Диаметр отверстий d_0 составляет 0,8—0,9 мм при шаге τ=3,25 мм (для крупных колонн d_0<1,3 мм). Барботируя через слой жидкости на тарелках, пар вступает с ней в тепло- и массообмен, обогащаясь нижекипящим компонентом.

Равномерность распределения жидкости по тарелкам обеспечивается соответствующей конструкцией переливных устройств, различные типы которых показаны на рис. 4.54. Переливные устройства выполняют также функцию гидрозатворов, предотвращая проход пара мимо отверстий в тарелках.

Сток жидкости по переливному устройству осуществляется под действием напора, развиваемого столбом жидкости в кармане. Если этот напор недостаточен для преодоления гидравлического сопротивления переливного устройства и перепада давлений на тарелке по пару, то возникает явление подвисания жидкости, называемое иначе *захлебыванием колонны*. При повышенных расходах флегмы (в колоннах большого диаметра) с целью уменьшения сопротивления слива и более равномерного распределения жидкости используются тарелки с двумя или тремя переливными устройствами, симметрично расположенными по окружности.

Выбор конструкции ситчатых тарелок определяется диаметром колонны и ее нагрузкой по пару и жидкости.

В установках малой производительности применяются S-образные тарелки, сетка которых изготавливается из целого перфорированного листа. Жидкость переливается с тарелки на тарелку попеременно в центре и на периферии, при этом направление ее движения на всех тарелках одинаковое (по часовой стрелке). Заданная толщина слоя жидкости обеспечивается высотой порожков. Ситчатые S-образные тарелки

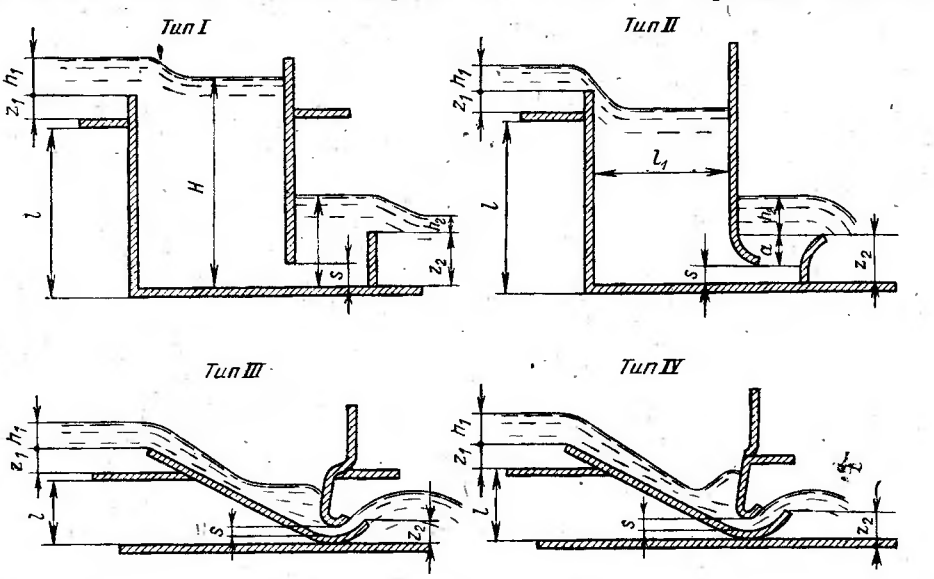


Рис. 4.54. Переливные устройства ситчатых тарелок [84].

I — с прямым переливным карманом; *II* — с отогнутой подпорной перегородкой; *III* — с профилированным дном кармана для безударного слива; *IV* — с профилированным дном и сопловым выходом из кармана.

(рис. 4.55) выпускаются двух модификаций с диаметром диска 219 и 289 мм. Высота переливного устройства составляет 58 мм. Сливной стакан нижней тарелки имеет увеличенный до 100 мм вертикальный размер и снабжается подвесной чашкой для создания гидравлического затвора.

Более широкое распространение в установках небольшой производительности получили ситчатые тарелки с глухим колпаком и прямым сливным карманом. Тарелки четырех модификаций с диаметрами 200, 214, 270 и 350 мм выполняются из целого листа. Перфорацией занята вся площадь диска, за исключением участка, на котором установлены сливной и приемный карманы. Для колонн с внутренними диаметрами 400 и 500 мм тарелки собираются из шести отдельных секторов, склепанных или сваренных между собой точечной сваркой по отбортовке. Секторы изготавливаются из латунной штампованной сетки толщиной 0,8 мм. Устройство таких тарелок показано на рис. 4.56.

В колоннах с внутренним диаметром 750 мм и более применяются ситчатые кольцевые тарелки с большим центральным отверстием, через которое проходит внутренняя обечайка. Использование двух обечаек (наружной и внутренней) для крепления тарелок дает возможность заметно повысить жесткость конструкции. Тарелки собираются из секторов, количество которых определяется технологией изготовления и раз-

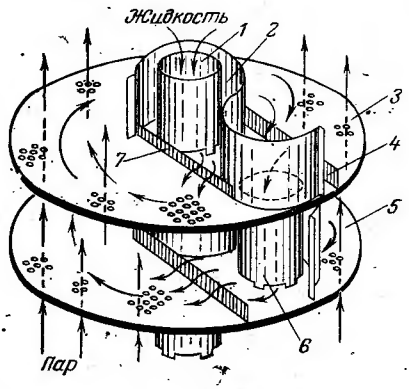


Рис. 4.55. Ситчатые S-образные тарелки.

1, 6 — сливные стаканы; *2* — S-образная перегородка; *3, 5* — сетки; *4, 7* — порожки.

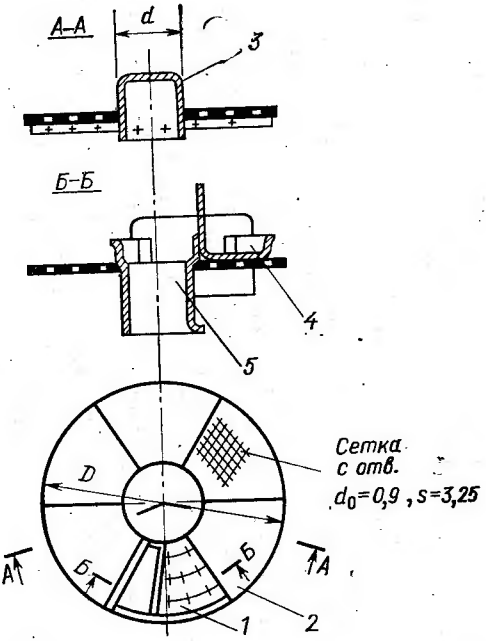


Рис. 4.56. Ситчатая тарелка из секторов с колпаком и прямым сливным карманом.

1 — сектор под карман; *2* — сектор с отверстиями; *3* — колпак; *4* — карман приемный; *5* — карман сливной.

мерами переливного устройства. Секторы, на которых размещаются переливные устройства, не перфорируются.

Максимальный диаметр однопоточных кольцевых тарелок составляет 2200 мм. Для уменьшения напряжения слива в колоннах большого диа-

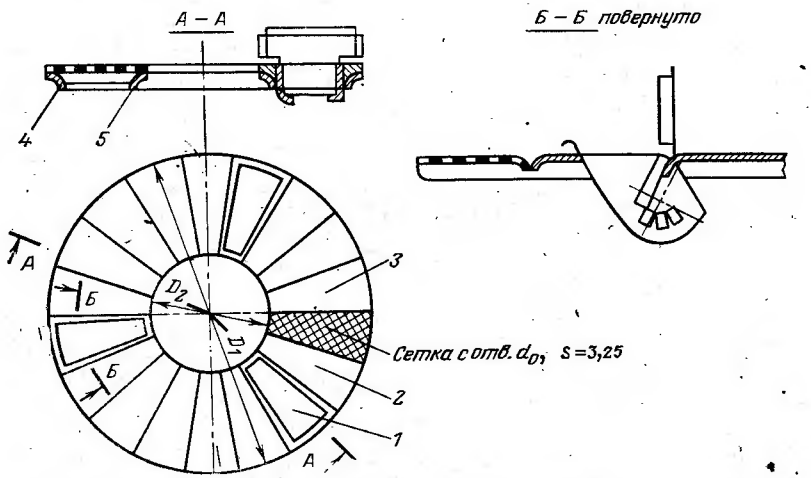


Рис. 4.57. Кольцевая ситчатая тарелка трехпоточная с профильным карманом.

1 — карман; *2* — сектор под карман; *3* — сектор с отверстиями; *4* — кольцо наружное; *5* — кольцо внутреннее.

метра от 1700 мм до 3800 мм устанавливаются двух- и трехпоточные тарелки (рис. 4.57).

Переливные устройства кольцевых тарелок выполняются преимущественно с профильными карманами. Прямые карманы с подвесными чашками имеют нижние тарелки колонны или отдельных ее секций.

Ситчатые тарелки всех типов изготавливаются чаще всего из латуни Л62. Реже используются медь М3 и алюминиевые сплавы.

При одинаковой скорости пара неравномерность работы ситчатых кольцевых тарелок возрастает с увеличением диаметра. Это приводит к заметному снижению коэффициента эффективности $\eta_{ср}$ (см. табл. 4.2). Поэтому для колонн большого диаметра наметилась тенденция к замене кольцевых тарелок тарелками с диаметральным током жидкости, отличающимися более равномерной работой. Такие тарелки используются в крупнотоннажной установке КТ-70 НПО «Криогенмаш», перерабатывающей 350 тыс. м³ воздуха.

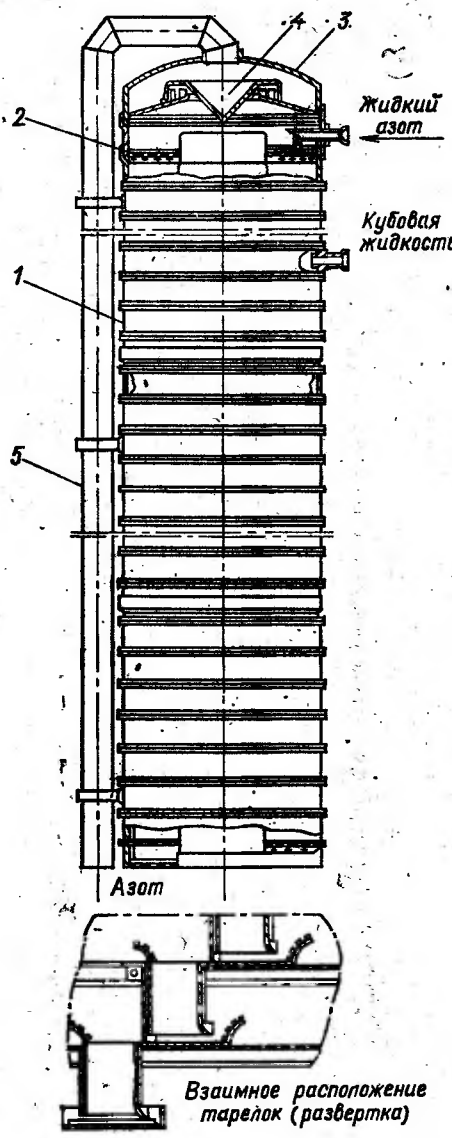


Рис. 4.58. Верхняя колонна воздухоразделительной установки УКГС-100.

Число тарелок в различных по назначению ректификационных аппаратах может изменяться в широких пределах. Оно зависит от коэффициента эффективности тарелок и требуемой чистоты получаемых продуктов. В частности, при разделении воздуха методом двукратной ректификации количество тарелок в нижней колонне обычно составляет 24—36 шт, в верхней — 36—48 шт. (в отдельных случаях 58—60 шт.).

В колоннах низкого давления тарелки крепятся, как правило, непосредственно к внутренней поверхности корпуса. Конструкция такого аппарата, работающего при давлении p=0,14÷0,15 МПа, показана на рис. 4.58. Он состоит из медной обечайки *1*, в которой размещено 36 ситчатых тарелок *2* с глухим колпаком и прямым сливным карманом. Газообразный азот отводится по трубе *5*, впаянной в крышку *3*. Для предотвращения уноса капель жидкости с отходящим азотом вверху колонны установлен лабиринтовый сепаратор *4*. Нижняя часть колонны соединена с помощью пайки с конденсатором-испарителем.

При использовании кольцевых тарелок конструкция аппарата усложняется из-за установки дополнительной внутренней обечайки (рис. 4.59,*а*).

Если процесс ректификации протекает при повышенном давлении (p=0,5÷0,7 МПа), крепление тарелок к внутренней поверхности кор-

пуса осуществляется только в колоннах малого диаметра. В аппаратах большой производительности используются отдельно изготовленные тонкостенные обечайки-вставки, которые с закрепленными в них тарелками размещаются внутри прочного цилиндрического корпуса колонны, рассчитанного на рабочее давление (рис. 4.59,*б*).

При изготовлении колонн применяются различные способы соединения тарелок с обечайками.

На рис. 4.60,*а* показан узел крепления тарелки к обечайкам, выполненным из меди или латуни. Тарелка зажимается между верхними и нижними латунными кольцами, вложенными в зиги наружной и внутренней обечаек. Фиксация колец в зигах обеспечивается пайкой. В зависимости от диаметра колонны используются разрезные полые или сплошные кольца. В частности, в аппаратах диаметром менее 500 мм для крепления тарелок с глухим колпаком применяются кольца, изготовленные из латунной проволоки толщиной 5 мм.

В крупных установках обечайки выполняются из аустенитной стали. В этом случае кольца имеют специальный профиль, позволяющий осуществлять точечную сварку (рис. 4.60,*б*).

4.9. Гидравлический расчет ректификационных колонн с ситчатыми тарелками

Гидравлический расчет выполняется с целью определения основных размеров колонны и отдельных ее узлов, при которых обеспечивается устойчивый режим работы аппарата. Рассматриваемый метод разработан применительно к ситчатым ректификационным колоннам, получившим наибольшее распространение в отечественных установках низкотемпературного разделения газовых смесей.

Необходимо осуществлять расчет для всех участков колонны, заметно отличающихся по расходу пара и жидкости. Если окажется, что процесс разделения смеси может быть реализован достаточно эффективно при использовании тарелок одного и того же размера, колонна изготавливается с неизменным по высоте диаметром. В противном случае отдельные секции колонны должны иметь различные диаметры.

Исходными данными для расчета являются: температура T, К; давление p, Па; расход пара $V_п$, м^3/с; расход жидкости $V_ж$, м^3/с; состав паровой фазы y и состав жидкой фазы x в рассматриваемых сечениях колонны.

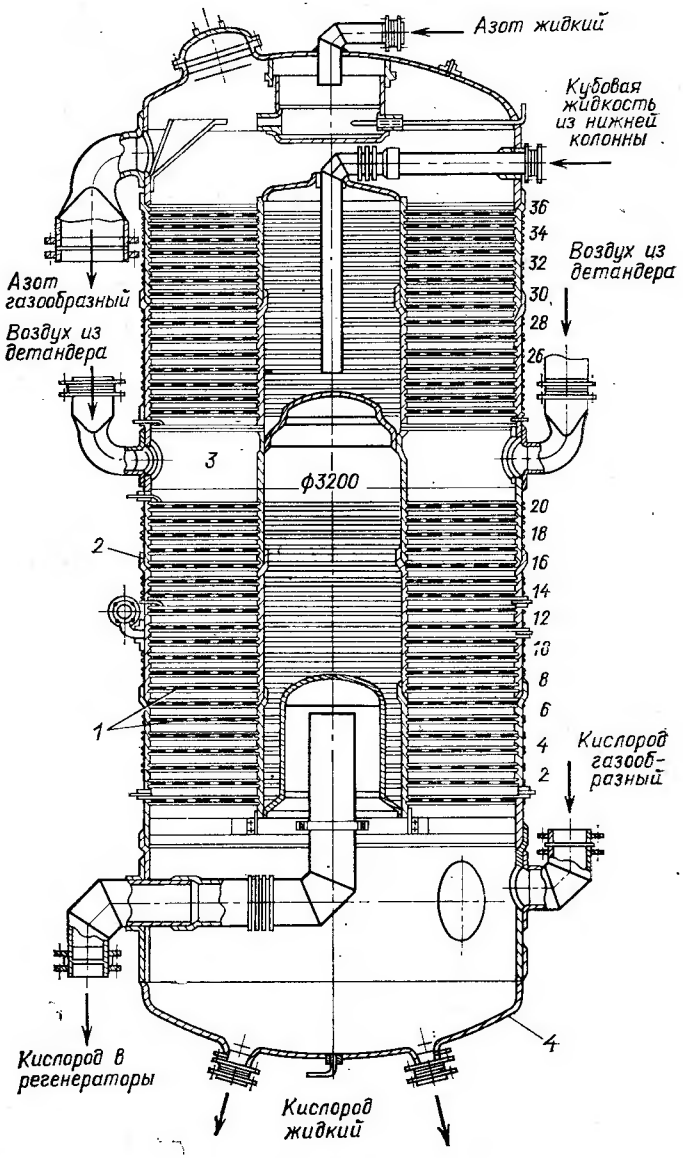
Из балансовых уравнений, составляемых для отдельных участков ректификационного аппарата, расходы пара D и жидкости G определяются, как правило, в кмоль/с. Для перевода массовых единиц в объемные можно использовать соотношения

$$V_п = D\mu_п/\rho_п; \qquad (4.156)$$

$$V_ж = G\mu_ж/\rho_ж, \qquad (4.157)$$

где $\mu_п = y\mu_2 + (1-y)\mu_1$ — молекулярная масса смеси состава y; $\mu_ж = x\mu_2 + (1-x)\mu_1$ — молекулярная масса смеси состава x; μ_1 и μ_2 — молекулярные массы первого и второго (нижекипящего) компонентов; $\rho_п = \dfrac{\mu_п}{\dfrac{y\mu_2}{\rho_{п2}} + \dfrac{(1-y)\mu_1}{\rho_{п1}}}$ — плотность пара; $\rho_ж = \dfrac{\mu_ж}{\dfrac{x\mu_2}{\rho_{ж2}} + \dfrac{(1-x)\mu_1}{\rho_{ж1}}}$ — плотность жидкости.

Значения плотности $\rho_{п1}$ и $\rho_{п2}$ газообразных компонентов находятся с помощью термодинамических таблиц (или диаграмм) при температуре T и давлении p смеси. Очевидно, что температура T лежит между температурами насыщения чистых компонентов при одном и том же давлении p, т. е. $T_{s1}>T>T_{s2}$. Таким образом, плотность $\rho_{п2}$ второго компонента соответствует состоянию перегретого пара и может быть легко определена. Плотность $\rho_{п1}$ первого компонента соответствует состоянию переохлажденного пара. Ее значение находится посредством экстраполяции значений плотности перегретого пара при p=const до температуры T, лежащей ниже температуры насыщения T_{s1}.



а)

Аналогичная картина имеет место для жидкостной смеси. Однако, ввиду того, что плотность жидкости практически не зависит от давления, значения $\rho_{ж1}$ и $\rho_{ж2}$ чистых компонентов с достаточной точностью определяются по температуре T на линии насыщения.

Зная расход пара $V_п$, можно рассчитать диаметр тарелки $D_н$ и площадь ее поверхности $F_т$, используя соотношение

$$F_т = \frac{\pi}{4}(D^2_н - D^2_{вн}) = \frac{V_п}{w_к}. \qquad (4.158)$$

Отношение диаметра тарелки к диаметру вытеснителя $D_н/D_{вн}$ принимается обычно равным 2,4—3. Скорость пара $w_к$, отнесенная к пол-

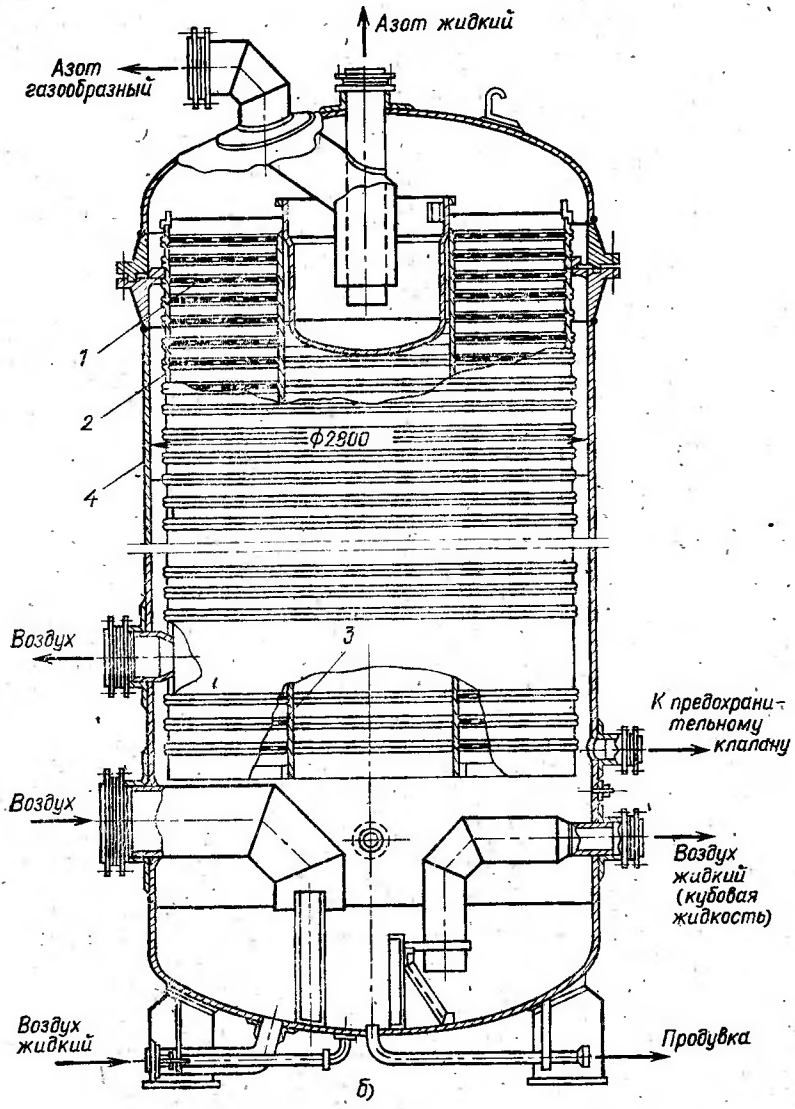


Рис. 4.59. Верхняя (*а*) и нижняя (*б*) колонны установки Кт-12.
1 — кольцевые тарелки; *2* — наружная обечайка; *3* — внутренняя обечайка; *4* — корпус.

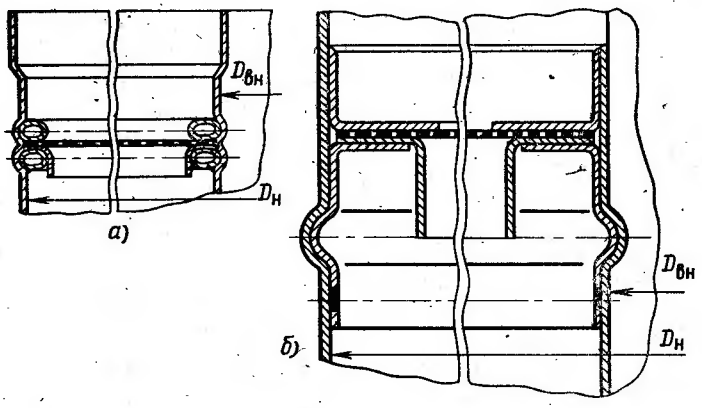


Рис. 4.60. Крепление ректификационных тарелок к обечайкам из меди или латуни (*а*) и из аустенитной стали (*б*).

ной площади поверхности тарелки $F_т$, для ВРУ производительностью более 300 м³/ч кислорода выбирается в пределах: для колонн высокого давления 0,1—0,25 м/с; для колонн низкого давления ниже ввода кубовой жидкости 0,25—0,5 м/с; для колонн низкого давления выше ввода кубовой жидкости 0,3—0,7 м/с. С ростом производительности установки выбираются более высокие значения скорости $w_к$.

Полученное значение $D_н$ округляется до ближайшего размера, соответствующего нормализованным колоннам ВРУ (табл. 4.5 и 4.6).

Таблица 4.5

Рекомендуемые размеры ректификационных колонн высокого давления [81]

Диаметр корпуса, м	0,200	0,300	0,400	0,600	0,750	1,100	1,800	2,000	2,400	2,800	3,000	3,700
Диаметр обечайки (вставки); м	0,200	0,300	0,400	0,500	0,700	1,000	1,700	1,800	2,200	2,600	2,800	3,600
Расстояние между тарелками, м	0,060	0,060	0,080	0,080	0,080	0,090	0,100	0,100	0,100	0,120	0,120	0,160

Таблица 4.6

Рекомендуемые размеры ректификационных колонн низкого давления

Диаметр обечайки, м	0,200	0,300	0,400	0,500	0,700	0,850	1,000
Расстояние между тарелками, м	0,060	0,060	0,060	0,080	0,080	0,090	0,090

Продолжение табл. 4.6

Диаметр обечайки, м	1,200	1,400	1,800	2,200	2,600	2,800	3,200	3,700
Расстояние между тарелками, м	0,090	0,090	0,100	0,100	0,120	0,120	0,120	0,160

После определения наружного $D_н$ и внутреннего $D_{вн}$ диаметров тарелки необходимо выполнить ее эскиз, задавшись числом секторов, типом и количеством переливных устройств. С помощью эскиза находятся площадь поверхности $F_п$, занятая перфорацией, и площадь поверхности $F_т$—$F_п$ под переливные устройства.

В зависимости от конструктивных особенностей тарелки площадь $F_п$ может изменяться в следующих пределах:

$$F_п=(7/8\div5/6)F_т. \quad (4.159)$$

Гидродинамическая устойчивость работы тарелок зависит от средней скорости пара w_0 в отверстиях перфорации:

$$w_0=w_к F_т/F_0. \quad (4.160)$$

Площадь отверстий F_0 при их разбивке по сторонам правильного шестиугольника равна:

$$F_0=0{,}91\,(d_0/\tau)^2 F_п. \quad (4.161)$$

Обычно тарелки изготавливаются из штампованной сетки с отверстиями диаметром $d_0=0{,}8\div0{,}9$ мм, размещенными с шагом $\tau=3{,}25$ мм. С целью уменьшения гидравлического сопротивления в очень крупных установках допускается увеличение d_0 до 1,3 мм.

Скорость w_0 должна быть больше некоторого значения $w_{0мин}$, при котором проваливания жидкости в отверстия не происходит. Согласно [49, 84]

$$w_{0\,мин}=\frac{2}{3}\sqrt{\frac{2\Delta p_ж}{\xi\rho_п}}, \quad (4.162)$$

где ξ — коэффициент сопротивления сухой тарелки (при $d_0=0{,}9$ мм и $\tau=3{,}25$ мм $\xi=1{,}83$).

Разность статических давлений светлой жидкости и барботируемого слоя $\Delta p_ж$ является функцией высоты сливной перегородки z_1, напора жидкости над гребнем сливной перегородки h_1 (см. рис. 4.54) и относительной плотности пены на тарелке $k=\rho_{пен}/\rho_ж$:

$$\Delta p_ж=[z_1(1-k)+h_1(1-\sqrt[3]{k})]\rho_ж g. \quad (4.163)$$

Для воздухоразделительных колонн $k=0{,}15$, тогда

$$\Delta p_ж=(0{,}85z_1+0{,}47h_1)\rho_ж g. \quad (4.164)$$

Значение z_1 обычно принимают равным 10—15 мм, при этом с уменьшением диаметра колонны высота сливной перегородки увеличивается.

Напор h_1 рассчитывается по формуле

$$h_1=\sqrt[3]{(j/m)^2}, \quad (4.165)$$

в которой $j=V_ж/(ib)$ — напряженность сливного устройства, м³/(м·с); $V_ж$ — расход жидкости, м³/с; i — число переливных устройств; $b=(D_н-D_{вн})/2$ — ширина сливной перегородки, м.

Коэффициент расхода m меняется с изменением j:

$j\cdot10^3$, м³/(м·с)	m, м$^{1/3}$/с
1,4	1,8
2,8	2,8

Для условия $1{,}4\cdot10^{-3}<j<2{,}8\cdot10^{-3}$ значения m определяются методом интерполяции между значениями 1,8 и 2,8.

Если при выбранных размерах тарелки и переливного устройства найденное значение $w_0>w_{0мин}$, то расчет можно продолжить. В противном случае следует изменить конструктивные размеры и, в частности, уменьшить диаметр тарелки $D_н$, что повлечет за собой увеличение скорости

$w_к$. Для больших колонн уменьшить $w_{0мин}$ можно за счет уменьшения высоты сливной перегородки и увеличения числа переливных устройств.

Важным этапом гидравлического расчета является определение расстояния между тарелками. Очевидно, что это расстояние не может быть выбрано меньшим, чем высота столба жидкости в переливном стакане, необходимая для преодоления сопротивления переливного устройства и перепада давлений на тарелке. Изменяя гидравлическое сопротивление переливного устройства за счет высоты наиболее сжатого сечения s (см. рис. 4.54), можно подобрать режим работы, при котором заданное значение напряженности слива j будет обеспечено при минимально возможном расстоянии между тарелками. Значение, соответствующее такому режиму, может быть найдено по эмпирической формуле

$$s_{опт}=Ah_{кр}, \tag{4.166}$$

где A — опытный коэффициент, значение которого определяется типом переливного устройства (см. табл. 4.7); $h_{кр}$ — критическая глубина потока жидкости:

$$h_{кр}=\sqrt[3]{0{,}102j^2}. \tag{4.167}$$

Минимальное расстояние между тарелками $l_{мин}$ для условия $s=s_{опт}$ находится из соотношения

$$l_{мин}=1{,}25\left(Bh_{кр}+0{,}95a+0{,}95\frac{\Delta p_т}{\rho_ж g}-z_1\right), \tag{4.168}$$

где B — опытный коэффициент (см. табл. 4.7); a — начальный гидравлический затвор, который для воздухоразделительных колонн принимается равным 5—10 мм.

Гидравлическое сопротивление $\Delta p_т$ тарелки потоку пара рассчитывается как

$$\Delta p_т=\Delta p_д+\Delta p_{ст}+\Delta p_\sigma, \tag{4.169}$$

где $\Delta p_д$ — динамическое сопротивление сухой тарелки:

$$\Delta p_д=1{,}83\frac{w_0^2\rho_п}{2}; \tag{4.170}$$

$\Delta p_{ст}$ — потери давления на преодоление статического давления столба жидкости:

$$\Delta p_{ст}=(0{,}195z_1+0{,}691h_1)\rho_ж g; \tag{4.171}$$

Δp_σ — потери давления на преодоление сил поверхностного натяжения:

$$\Delta p_\sigma=4\sigma/d_0. \tag{4.172}$$

Часто оказывается возможным для различно нагруженных по пару и жидкости участков колонны использовать одинаковые тарелки. Значения $s_{опт}$ и $l_{мин}$ относятся к участку с наибольшим значением напряженности сливного устройства. Для других, менее нагруженных участков высота наиболее сжатого сечения s установленных тарелок не равна $s_{опт}$. Формула (4.168) оказывается недействительной, и расчет необходимого расстояния l между тарелками следует осуществлять из соотношений, приведенных в табл. 4.7. Эти соотношения можно применять во всех других случаях, когда $s>s_{опт}$.

Переливные устройства работают устойчиво, если обеспечены условия свободного выхода пузырей газа из жидкости. Для этого скорость опускного движения жидкой фазы в верхней части кармана не должна

Значения коэффициентов A, B и расчетные формулы для определения l при $s > s_{опт}$

Тип переливного устройства (рис. 4.54)	Коэффициенты A	Коэффициенты B	Высота перелива l
I	1,34	3,6	$l = 1{,}25\left[0{,}95z^*_2 - z_1 + 1{,}68h_{кр} + 0{,}95\frac{\Delta p_т}{\rho_ж g} + 1{,}16\frac{h^3_{кр}}{(z_2-a)^2}\right]$
II	1,14	3,3	$l = 1{,}25\left[0{,}95z_2 - z_1 + 1{,}68h_{кр} + 0{,}95\frac{\Delta p_т}{\rho_ж g} + 0{,}7\frac{h^3_{кр}}{(z_2-a)^2}\right]$
III	0,95	2,44	$l = 1{,}25\left[1{,}71z_2 - z_1 - 0{,}76a + 0{,}95\frac{\Delta p_т}{\rho_ж g} + 0{,}73\frac{h^3_{кр}}{s^2}\right]$
IV	0,915	2,08	$l = 1{,}25\left[2{,}16z_2 - z_1 - 1{,}2a + 0{,}95\frac{\Delta p_т}{\rho_ж g} + 0{,}083\frac{h^3_{кр}}{s^2}\right]$

* $z_2 = s + a$.

превышать скорости самопроизвольного всплытия пузырей (примерно 0,15 м/с).

В процессе барботажа пара через жидкость на поверхности тарелки образуется газожидкостная эмульсия (пена), высота слоя которой H может быть найдена из выражения

$$H = z_1 + 3{,}53h_1. \qquad (4.173)$$

Если высота слоя пены близка по значению к расстоянию между тарелками, наблюдается явление пенного уноса, при котором жидкость с потоком пара забрасывается с нижележащей тарелки на вышележащую. Это не только снижает эффективность разделительного действия тарелок, но и заметно повышает нагрузку переливных устройств, что может привести к захлебыванию колонны.

Относительный унос ψ в сильной степени зависит от высоты H_c сепарационного пространства над поверхностью слоя пены и связан с ней соотношением

$$\psi = 7{,}7 \cdot 10^{-8}(73/\sigma)\,(w_к/H_c)^{3{,}2}, \qquad (4.174)$$

где σ — поверхностное натяжение, Н/м; $w_к$ — скорость, отнесенная ко всей площади тарелки, м/с; H_c — высота сепарационного пространства, м.

Задаваясь величиной ψ (по технологическим условиям $\psi < 0{,}05 \div 0{,}1$), можно определить высоту сепарационного пространства H_c, обеспечивающую необходимую эффективность процесса разделения. Расстояние между тарелками в этом случае должно быть равно $H + H_c$.

Таким образом, в результате гидравлического расчета колонны определяются два значения минимального расстояния между тарелками исходя из условия нормальной работы переливного устройства и из условия отсутствия уноса пены. Из двух найденных значений выбирается наибольшее, которое округляется до нормального размера (см. табл. 4.5, 4.6).

4.10. Примеры расчетов ректификационных колонн

Пример 4.1. Рассчитать аппарат двукратной ректификации с отбором аргонной фракции из средней части отгонной секции колонны низкого давления (см. рис. 4.49). Исходные данные:

Количество получаемого кислорода K, м³/ч 75
Количество получаемого азота A, м³/ч 500
Содержание кислорода в продуктах разделения, %:
в получаемом кислороде x_K^K 99,0
в получаемом азоте y_A^K 0,1
в кубовой жидкости x_R^K 36
в аргонной фракции $y_Ф^K$ 80
Потери холода в окружающую среду через изоляцию, отнесенные к 1 кмоль перерабатываемого воздуха, кДж/кмоль:
в верхней колонне $q_{0.c}^{в.к}$ 35
в нижней колонне $q_{0.c}^{н.к}$ 30
Давление вверху верхней колонны $p^{в}_{в.к}$, МПа 0,125
Сопротивление верхней колонны $\Delta p_{в.к}$, МПа 0,01
Сопротивление нижней колонны $\Delta p_{н.к}$, МПа 0,01
Температурный напор в конденсаторе-испарителе $\Delta T_к$, К 2,3
Кажущийся уровень жидкого кислорода в конденсаторе-испарителе $H_к$, м 1,2

Определение давления в нижней колонне. Давление внизу верхней колонны (над поверхностью кипящего в конденсаторе-испарителе кислорода)

$$p^{н}_{в.к}=p^{в}_{в.к}+\Delta p_{в.к}=0{,}125+0{,}01=0{,}135 \text{ МПа.}$$

Среднее давление кипящего кислорода с учетом влияния столба жидкости высотой $H_к$=1,2 м

$$\overline{p}_к=p^{н}_{в.к}+\frac{1}{2}\rho'_к g H_к=0{,}135+\frac{1}{2}\,1140\cdot 9{,}8\cdot 1{,}2\cdot 10^{-6}=0{,}142 \text{ МПа.}$$

Этому давлению соответствует температура кипения чистого кислорода $T^K{}_s$=93,6 К (влиянием примесей на $T^K{}_s$ пренебрегаем).

Температура конденсирующегося азота

$$T^A{}_s=T^K{}_s+\Delta T_к=93{,}6+2{,}3=95{,}9 \text{ К.}$$

Давление насыщенного азота, соответствующее температуре $T^A{}_s$=95,9 К, равно давлению вверху нижней колонны $p^{в}_{н.к}$=0,58 МПа.

Давление внизу нижней колонны

$$p^{н}_{н.к}=p^{в}_{н.к}+\Delta p_{н.к}=0{,}58+0{,}01=0{,}59 \text{ МПа.}$$

Таким образом, процесс ректификации в верхней колонне необходимо рассчитывать при среднем давлении $\overline{p}_{в.к}$=0,130 МПа, а в нижней колонне при $\overline{p}_{н.к}$= =0,585 МПа.

Материальный баланс аппарата двукратной ректификации. Из уравнений материального баланса аппарата

$$B=A+K+Ф$$

и

$$By^K{}_B=Ay^K{}_A+Kx^K{}_K+Фy_Ф^K$$

определим количество перерабатываемого воздуха

$$B=\frac{A\,(y_Ф^K-y_A^K)-K\,(x_K^K-y_Ф^K)}{y_Ф^K-y_B^K}=\frac{500\,(0{,}8-0{,}001)-75\,(0{,}99-0{,}8)}{0{,}8-0{,}209}=$$

$$=652{,}7 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

При этом поток аргонной фракции

$$\Phi = B - A - K = 652{,}7 - 500 - 75 = 77{,}7 \text{ м}^3/\text{ч},$$

что составляет 12% количества перерабатываемого воздуха.

Полагая, что 1 кмоль различных по составу газов при нормальных условиях занимает один и тот же объем, количества продуктов разделения на 1 кмоль перерабатываемого воздуха можно определить как отношение объемных расходов, т. е. $A_\mu = A/B = 500/652{,}7 = 0{,}766$ кмоль/кмоль; $K_\mu = K/B = 75/652{,}7 = 0{,}115$ кмоль/кмоль; $\Phi_\mu = \Phi/B = 77{,}7/652{,}7 = 0{,}119$ кмоль/кмоль.

Принимаем коэффициент извлечения аргона $\beta = 0{,}8$. Тогда концентрации аргона и азота во фракции составят:

$$y_\Phi^{Ar} = \frac{B_\mu y_B^{Ar} \beta}{\Phi_\mu} = \frac{1 \cdot 0{,}0093 \cdot 0{,}8}{0{,}119} 100 = 6{,}25\% \text{ Ar};$$

$$y_\Phi^A = 100 - y_\Phi^K - y_\Phi^{Ar} = 100 - 80 - 6{,}25 = 13{,}75\% \text{ N}_2.$$

Опыт эксплуатации промышленных ВРУ показывает, что оптимальный режим работы колонны соответствует условиям, при которых с отходящими азотом и кислородом выводятся примерно одинаковые количества аргона. В этом случае:

содержание аргона в отходящем азоте

$$y_A^{Ar} = \frac{B_\mu y_B^{Ar} - \Phi_\mu x_\Phi^{Ar}}{2A_\mu} = \frac{1 \cdot 0{,}0093 - 0{,}119 \cdot 0{,}0625}{2 \cdot 0{,}766} = 0{,}00123;$$

концентрация продукционного азота

$$y_A^A = 0{,}99777;$$

концентрация аргона в продукционном кислороде

$$x_K^{Ar} = \frac{B_\mu y_B^{Ar} - \Phi_\mu x_\Phi^{Ar}}{2K_\mu} = \frac{1 \cdot 0{,}0093 - 0{,}119 \cdot 0{,}0625}{2 \cdot 0{,}115} = 0{,}00809;$$

концентрация азота в продукционном кислороде

$$x_K^A = 1 - 0{,}990 - 0{,}00809 = 0{,}00191.$$

Проверяем материальные балансы:

По азоту

$$By_B^A = Ay_A^A + Kx_K^A + \Phi x_\Phi^A;$$

$$652{,}7 \cdot 0{,}7809 \approx 500 \cdot 0{,}99777 + 75 \cdot 0{,}00191 + 77 \cdot 0{,}1375; \quad 509{,}69 \approx 509{,}70.$$

Погрешность равна 0,001%.

По аргону

$$By_B^{Ar} = Ay_A^{Ar} + Kx_K^{Ar} + \Phi x_\Phi^{Ar};$$

$$652{,}7 \cdot 0{,}0093 \approx 500 \cdot 0{,}00123 + 75 \cdot 0{,}00808 + 77 \cdot 0{,}06252; \quad 6{,}07 \approx 6{,}078.$$

Погрешность равна 0,13%.

Учитывая состав продукционного азота, уходящего из верхней колонны, задаемся составом азотной флегмы в карманах: по азоту $x_N^A = 0{,}997$, по кислороду $x_N^K = 0{,}0015$, по аргону $x_N^{Ar} = 0{,}0015$. Тогда поток кубовой жидкости можно определить из материального баланса:

$$R_\mu = \frac{y_B^K - x_N^K}{x_R^K - x_N^K} = \frac{0{,}2095 - 0{,}0015}{0{,}360 - 0{,}0015} = 0{,}58.$$

Поток азотной флегмы

$$N_\mu = 1 - 0{,}58 = 0{,}42.$$

Содержание аргона в кубовой жидкости

$$x_R^{Ar} = \frac{B_\mu y_B^{Ar} - N_\mu x_N^{Ar}}{R_\mu} = \frac{1 \cdot 0{,}0093 - 0{,}42 \cdot 0{,}0015}{0{,}58} = 0{,}0149.$$

Тогда концентрация кубовой жидкости по азоту

$$x_R^A = 1 - 0{,}36 - 0{,}0149 = 0{,}6251.$$

При определении числа теоретических тарелок будем рассматривать воздух как бинарную смесь, условно относя аргон к кислороду. При таком приближении термодинамические параметры воздуха определим, используя *I, x, p, T*-диаграмму смеси азот — кислород. Поскольку продукционный азот отбирается из верхней части колонны в состоянии насыщенного пара, его энтальпия в точке *4* I_4=8122 кДж/кмоль. В верхнюю часть колонны низкого давления подается азотная флегма в состоянии насыщенной жидкости, ее энтальпия в точке *9* I_9=2721 кДж/кмоль. В процессе дросселирования энтальпия азотной флегмы остается неизменной, поэтому $I_8 = I_9$=2721 кДж/кмоль. Продукционный кислород отбирается из конденсатора-испарителя в состоянии насыщенной жидкости, его энтальпия в точке *10* I_{10}=8457 кДж/кмоль. Аргонная фракция отводится из средней части колонны в состоянии насыщенного пара, энтальпия азотной фракции в точке *12* I_{12}=14 297 кДж/кмоль. Азотная флегма отбирается из карманов в состоянии насыщенной жидкости, энтальпия в точке *7* I_7=3726 кДж/кмоль. Кубовая жидкость отбирается из колонны в состоянии насыщения, ее энтальпия в точке *3* $I_3 = I_2$=5778 кДж/кмоль. Энтальпию подаваемого в колонну воздуха определим из энергетического баланса:

$$B_\mu I_1 + q_{o.c} = A_\mu I_4 + \Phi_\mu I_{12} + K_\mu I_{10} + N_\mu (I_7 - I_8).$$

Имея в виду, что $B_\mu = 1$, $q_{o.c} = q_{o.c}^{в.к} + q_{o.c}^{н.к} = 35 + 30 = 65$ кДж/кмоль, получаем:

$$I_1 = 0{,}766 \cdot 8122 + 0{,}119 \cdot 14\,297 + 0{,}115 \cdot 8457 +$$

$$+ 0{,}42(3726 - 2721) - 65 = 9251 \text{ кДж/кмоль.}$$

Тепловую нагрузку конденсатора найдем из энергетического баланса нижней колонны:

$$Q_к = B_\mu I_1 + q_{o.c}^{н.к} - R_\mu I_2 - N_\mu I_7;$$

$$Q_к = 1 \cdot 9251 + 30 - 0{,}58 \cdot 5778 - 0{,}42 \cdot 3726 = 4366 \text{ кДж.}$$

Проверяем нагрузку испарителя по энергетическому балансу верхней колонны:

$$Q_и = A_\mu I_4 + \Phi_\mu I_{12} + K_\mu I_{10} - q_{o.c}^{в.к} - R_\mu I_3 - N_\mu I_9;$$

$$Q_и = 0{,}766 \cdot 8122 + 0{,}119 \cdot 14\,297 + 0{,}115 \cdot 8457 - 0{,}58 \cdot 5778 - 0{,}42 \times$$

$$\times 2721 - 35 = 4366 \text{ кДж;}$$

$$Q_и = Q_к = 4366 \text{ кДж.}$$

Число теоретических тарелок в колоннах низкого и высокого давлений определяем по методу Поншона, т. е. путем построения процесса ректификации в *I, x, y*-диаграмме. С этой целью необходимо определить координаты полюсов в верхней и нижней колоннах. В нижней колонне имеется всего один полюс, координаты которого

$$X_{н.к} = x_N^A = 0{,}997;$$

$$I_{н.к} = I_7 + Q_к / N_\mu = 3726 + 4366/0{,}42 = 14\,121 \text{ кДж/кмоль.}$$

Построение процесса ректификации в колонне высокого давления показано на рис. 4.61 в *I, x, y*-диаграмме. Число теоретических тарелок равно числу изотерм, т. е. $n_т$=15. Принимая коэффициент эффективности тарелки $\eta_{ср}$=0,6 (см. § 4.6), определяем число действительных тарелок в колонне высокого давления

$$n = n_т / \eta_{ср} = 15/0{,}6 = 25.$$

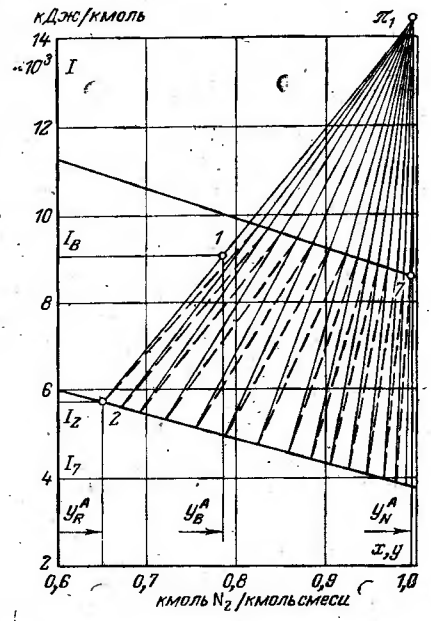


Рис. 4.61. Графическое определение числа теоретических тарелок в нижней колонне.

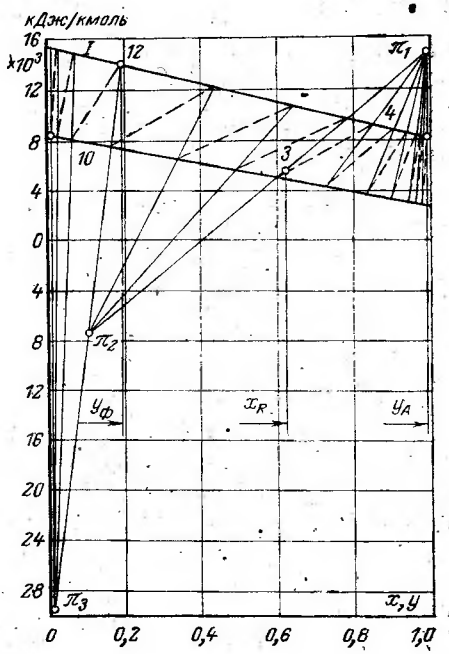


Рис. 4.62. Графическое определение числа теоретических тарелок в верхней колонне.

В колонне низкого давления имеются три полюса. Координаты полюсов определяем соответственно по сечениям *а-а*, *б-б* и *в-в*:

$$X_{1в.к} = \frac{A_\mu y_A^A - N_\mu x_D^A}{A - N} = \frac{0{,}766 \cdot 0{,}9977 - 0{,}42 \cdot 0{,}997}{0{,}766 - 0{,}42} = 0{,}999;$$

$$I_{1в.к} = \frac{AI_A - NI_2}{A - N} = \frac{0{,}766 \cdot 8122 - 0{,}42 \cdot 2721}{0{,}766 - 0{,}42} = 14\,679 \text{ кДж/кмоль};$$

$$X_{2в.к} = \frac{Ay_A^A - Nx_N^A - Rx_R^A}{A - N - R} = \frac{0{,}766 \cdot 0{,}9977 - 0{,}42 \cdot 0{,}997 - 0{,}58 \cdot 0{,}625}{0{,}766 - 0{,}42} = 0{,}1034;$$

$$I_{2в.к} = \frac{AI_A - NI_2 - RI_3}{A - D - R} = \frac{0{,}766 \cdot 8122 - 0{,}42 \cdot 2721 - 0{,}58 \cdot 5778}{0{,}766 - 0{,}42 - 0{,}58} =$$

$$= -7385 \text{ кДж/кмоль};$$

$$X_{3в.к} = X_K^A = 0{,}00192;$$

$$I_{3в.к} = I_{10} + \frac{Q_и}{K} = 8457 - \frac{4366}{0{,}115} = -29\,508 \text{ кДж/кмоль}.$$

График процесса ректификации в нижней колонне показан на рис. 4.62. Для верхней части колонны получено семь, а для средней и нижней частей — по три теоретических тарелки. В верхней колоине из-за отрицательного воздействия аргона на процесс ректификации коэффициент эффективности тарелок существенно меньше. Принимаем его равным 0,3 (см. § 4.6). Тогда число действительных тарелок в верхней колонне

$$n = \sum_1^3 n_{Ti}/\eta_{ср} = 13/0{,}3 \approx 43.$$

Гидравлический расчет колонны предварительного разделения (нижней колонны). Через нижнее сечение колонны высокого давления при нормальных условиях проходит газообразный воздух в количестве B=652,7 м³/ч. Объемный расход воздуха, приведенный к действительным условиям,

$$V=\frac{B\rho_{0в}v_в}{3600}=\frac{652,7\cdot1,29\cdot0,045}{3600}=0,0105\ \text{м}^3/\text{с},$$

где $\rho_{0в}$=1,29 кг/м³ — плотность воздуха в нормальных условиях; $v_в$=0,045 м³/кг — удельный объем воздуха при давлении и температуре в колонне.

Расход кубовой жидкости

$$R=0,58B=0,58\cdot652,7=378\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Действительный расход жидкости, проходящей через тарелки нижней колонны,

$$V_ж=\frac{R\rho_{0в}}{\rho_R\cdot3600}=\frac{378\cdot1,29}{838\cdot3600}=1,6\cdot10^{-4}\ \text{м}^3/\text{с},$$

где ρ_R — плотность кубовой жидкости:

$$\rho_R=0,6276\rho_{N_2}+0,3575\rho_{O_2}+0,0149\rho_{Ar}=0,6276\cdot692+0,3575\cdot1100+$$
$$+0,0149\cdot1300=838\ \text{кг/м}^3.$$

Задаемся средней скоростью пара в колонне $w_к$=0,15 м/с. Тогда площадь поверхности тарелки

$$F_т=V/w_к=0,0105/0,15=0,07\ \text{м}^2.$$

Ближайшая нормализованная тарелка имеет площадь поверхности, равную 0,0788 м². Внешний диаметр такой тарелки $D_н$=349 мм. В дальнейших расчетах принимаем наружный диаметр тарелки $D_н$=350 мм. Площадь поверхности переливного устройства нормализованной тарелки $F_п$=0,01313 м², диаметр отверстий d_0=0,9 мм, шаг отверстий τ=3,25 мм, диаметр вытеснителя (внутренний диаметр тарелки) $D_{вн}$=130 мм.

Суммарная площадь отверстий

$$f_0=0,91(d_0/\tau)^2(F_т-F_п)=0,91(0,9/3,25)^2(0,0788-0,01313)=0,00457\ \text{м}^2.$$

Действительная скорость пара в отверстиях тарелки

$$w_0=V/f_0=0,0105/0,00457=2,3\ \text{м/с}.$$

Выбираем переливное устройство типа *I* (см. рис. 4.54). Определяем напряженность сливной перегородки

$$j=\frac{2V_ж}{(D_н-D_{вн})i}=\frac{2\cdot1,6\cdot10^{-4}}{0,350-0,130}=1,45\cdot10^{-3}\ \text{м}^3/(\text{м}\cdot\text{с}),$$

где i=1 — число переливных устройств.

По значению j определяем коэффициент расхода жидкости m=1,78 (см. § 4.9).

Напор жидкости у сливной перегородки

$$h_1=1000\sqrt[3]{(j/m)^2}=1000\sqrt[3]{1,45\cdot10^{-3}/1,78}=8,7\ \text{мм}.$$

Принимаем высоту сливной перегородки z_1=10 мм.

Падение статического давления на тарелке

$$\Delta h=(0,85z_1+0,47h_1)\rho_R=(0,85\cdot10^{-3}+0,47\cdot8,7\cdot10^{-3})\times$$
$$\times838=10,58\ \text{мм вод. ст.}=103,68\ \text{Па}.$$

Минимальная скорость пара в отверстиях тарелки

$$w_{0\,мин}=0,67\sqrt{\Delta h v_в/0,93}=0,67\sqrt{10,5\cdot0,045/0,93}=0,478\ \text{м/с}.$$

Так как $w_0>w_{0\,мин}$, то тарелка работает равномерно по всей площади.

Гидравлическое сопротивление тарелки по пару

$$h_т=h_д+h_{ст}+h_\sigma.$$

Динамическое сопротивление сухой тарелки

$$h_д=0,093w_0^2\rho_в=0,093w_0^2\frac{1}{v_в}=0,093\cdot2,3^2\cdot22,5=11,6\ \text{мм вод. ст.}=113,7\ \text{Па}.$$

Статическое давление столба жидкости на тарелке

$$h_{ст} = (0{,}195z_1 + 0{,}69h_1)\frac{\rho_R}{1000} = (0{,}195\cdot 10 + 0{,}69\cdot 8{,}7)\frac{838}{1000} = 6{,}66 \text{ мм вод. ст.} =$$

$$= 65{,}3 \text{ Па}.$$

Сопротивление разрыва пленки жидкости для колонн высокого давления

$$h_\sigma = 4\sigma/d_0 = 4\cdot 8{,}2\cdot 10^{-3}/(0{,}9\cdot 10^{-3}) = 37{,}4 \text{ Па (3,87 мм вод. ст.)}.$$

Тогда

$$h_т = 113{,}7 + 65{,}3 + 37{,}4 = 215{,}4 \text{ Па (21,66 мм вод. ст.)}.$$

Для переливного устройства типа *I* критическая глубина потока жидкости

$$h_{кр} = 4{,}25\sqrt[3]{(3600j)^2\frac{1}{9{,}81}} = 6 \text{ мм}.$$

Минимальная высота перегородки гидрозатвора

$$z_{2\,мин} = Ah_{кр} + a = 1{,}34\cdot 6 + 6 = 14{,}4 \text{ мм},$$

где $A = 1{,}34$ — коэффициент гидрозатвора для переливного устройства типа *I* (см. рис. 4.54); $a = 6$ мм — начальный гидравлический затвор.

Принимаем $z_2 = 15$ мм.

Минимальное расстояние между тарелками

$$l = 1{,}25[0{,}95z_2 - z_1 + 1{,}68h_{кр} + 950h_т/\rho_R +$$

$$+ 1{,}16h^3_{кр}/(z_2 - a)^2] = 1{,}25[0{,}95\cdot 15 - 10 +$$

$$+ 1{,}68\cdot 6 + 950\cdot 21{,}66/838 + 1{,}16\cdot 6^3/(20-6)^2] = 41 \text{ мм}.$$

Высота пены на тарелке

$$H_п = z_1 = 3{,}53h_1 = 10 + 3{,}53\cdot 8{,}7 = 40{,}8 \text{ мм}.$$

Высота сепарирующего объема над слоем пены

$$H'_с = 15w_к/0{,}1 = 15\cdot 0{,}15/0{,}1 = 22{,}5 \text{ мм}.$$

Расстояние между тарелками

$$l = H_п + H_с = 40{,}8 + 22{,}5 = 63{,}3 \text{ мм}.$$

Принимаем $l = 80$ мм (см. табл. 4.5).

Глава пятая

Конструкционные материалы и тепловая изоляция

5.1. Механические свойства металлов и сплавов

Для изготовления тепло- и массообменных аппаратов криогенных установок используется достаточно широкий ассортимент металлов и сплавов.

В каждом конкретном случае задача выбора конструкционных материалов решается с учетом реализуемого в аппарате процесса, уровня температуры и давления, значения и характера механической нагрузки, возможностей существующей технологии. Кроме того, следует принимать во внимание специфические условия эксплуатации криогенных установок, проявляющиеся в необходимости периодического их отогрева и захолаживания, при которых создаются благоприятные условия для коррозии металлов. Применительно к ВРУ необходимо учитывать также присутствие в них газообразного и жидкого кислорода, обладающего сильным окисляющим действием.

. Механические свойства металлов и сплавов весьма заметно изменяются с понижением температуры. При этом прочностные характеристики (пределы прочности, текучести и упругости), как правило, улучшаются, в то время как показатели пластичности (ударная вязкость, относительное удлинение и сужение) существенно ухудшаются.

Согласно проведенным исследованиям характер изменение механических свойств металлических материалов в процессе охлаждения определяется в первую очередь типом кристаллической решетки, химическим составом и видом термической обработки.

Краткие сведения о механических свойствах углеродистых и легированных сталей, цветных металлов и их сплавов, а также сварных и паяных соединений при низких температурах приведены ниже.

Углеродистые и малолегированные стали. Понижение температуры оказывает положительное влияние на показатели прочности углеродистых сталей, однако сопротивление удару при этом резко снижается. В частности, при охлаждении до температуры 80 К увеличение пределов прочности и текучести в 1,5—2,5 раза сопровождается падением ударной вязкости в несколько десятков раз. Наиболее существенно ударная вязкость изменяется в интервале температур от 270 до 200 К. При более низких температурах углеродистая сталь становится настолько хрупкой, что оказывается непригодной к использованию в качестве конструкционного материала. Интервал температур, соответствующий резкому изменению ударной вязкости, называется интервалом хрупкости или порогом хладоломкости.

Легирование сталей такими элементами, как никель, хром, молибден и марганец, повышает ударную вязкость и снижает порог хладоломкости. Наибольший эффект достигается при добавке никеля. Сталь марки 06Н3 (3,5—4% Ni) после нормализации может быть использована как конструкционная до температуры 115 К.

Следует отметить, что пластические свойства углеродистых и малолегированных сталей зависят от вида термической обработки. Как показали исследования, нормализация и отжиг улучшают ударную вязкость при низких температурах. Наилучшие результаты получены для сталей, прошедших двойную термообработку — закалку с последующим отпуском.

Стали аустенитного класса. Высоколегированные стали с аустенитной структурой, обладая достаточно высокой прочностью, сохраняют пластичность и вязкость вплоть до гелиевых температур. Поэтому они широко используются в технике низких температур, являясь также одним из основных конструкционных материалов для изготовления тепло- и массообменных аппаратов. Наибольшее распространение получили аустенитные стали марок 12Х18Н9Т и 10Х18Н10Т с высоким содержанием хрома и никеля. Они характеризуются устойчивостью к нагревам при штамповке, горячей гибке и сварке, что обеспечивается присадкой титана, и высокими антикоррозионными свойствами за счет большого содержания хрома (17—20%) и незначительного количества углерода (менее 0,12%). Из сталей этих марок выполняются некоторые типы трубчатых теплообменников, механически нагруженные элементы регенераторов и ректификационных колонн (обечайки, крышки, днища) и, кроме того, фланцы, трубы, болты, гайки и пр.

К числу заменителей относительно дорогих нержавеющих сталей марок 12Х18Н9Т и 10Х18Н10Т в первую очередь следует отнести сталь Х14Г14Н3Т с более низким содержанием никеля (2,5—3,5%) и хрома (13—15%). Сталь Х14Г14Н3Т, имеющая в своем составе марганец (13—

15%), обладает несколько лучшими прочностными характеристиками, но уступает маркам 12Х18Н9Т и 10Х18Н10Т по коррозионной стойкости.

Следует отметить, что маркировка легированной стали осуществляется с использованием букв и цифр, которые обозначают входящие в ее состав компоненты и их среднее содержание. В СССР присутствие легирующих элементов указывается следующими буквами: Н — никель, Х — хром, Г — марганец, С — кремний, В — вольфрам, Ф — ванадий, М — молибден, Д — медь, К — кобальт, Б — ниобий, Т — титан, Ю — алюминий, Р — бор, А — азот, П — фосфор, Ц — цирконий. Цифры после букв соответствуют среднему содержанию элементов в процентах. Если содержание компонента в стали менее 1%, то цифра после буквы не ставится. Первые цифры марки конструкционной легированной стали обозначают содержание углерода в сотых долях процента.

Марки углеродистой стали обычного качества записываются буквами Ст и номером (Ст0, Ст1, Ст2 и т. д.). Для маркировки качественной углеродистой стали (содержание серы и фосфора менее 0,035% каждого элемента) используются двузначные числа, показывающие содержание углерода в сотых долях процента: 05, 10, 25, 40.

Основные показатели, характеризующие механические свойства сталей, приведены в приложении (табл. П.10).

Цветные металлы и сплавы. Показатели прочности цветных металлов и сплавов заметно возрастают с понижением температуры. При этом в отличие от сталей ударная вязкость и пластичность уменьшаются незначительно, а в отдельных случаях (например, для алюминия, меди и некоторых марок латуней) даже улучшаются. Эта особенность металлов определяет их широкое применение в криогенной технике.

Для изготовления элементов тепло- и массообменных аппаратов в основном используются медь и ее сплавы (латуни), а также алюминиевые сплавы. Из меди марки М3 изготавливаются трубки для витых и прямотрубных аппаратов. Обечайки, днища, трубные решетки, ректификационные тарелки выполняются обычно из латуни марок Л62 и Л63. Для деталей, испытывающих большие механические нагрузки, используются более прочные латуни ЛЖМц59-1-1 и ЛС59-1.

Конструкционные сплавы алюминия с марганцем (АМц) и магнием (АМг), отличаясь достаточно высокой пластичностью, легко деформируются и надежно свариваются аргонодуговой сваркой. По прочности они лишь немногим уступают меди и латуни, но значительно дешевле и легче. По этой причине применение алюминиевых сплавов как конструкционных материалов за последнее время постоянно растет.

Из алюминиево-магниевых сплавов АМг5 и АМг6 повышенной прочности и алюминиевого-марганцевого сплава АМцС с улучшенной свариваемостью изготавливается широкая номенклатура изделий для криогенных установок. В частности, эти сплавы используются для производства прямотрубных и витых теплообменных аппаратов, конденсаторов-испарителей, теплообменников со сложной геометрией поверхностей нагрева (пластинчато-ребристые и матричные аппараты). Алюминиевые сплавы могут также с успехом применяться в качестве основного конструкционного материла для ректификационных колонн.

В приложении (табл. П.10) приведены краткие сведения о механических свойствах меди, алюминия и некоторых сплавов на их основе.

Сварные и паяные соединения. Сварные соединения используются, как правило, в стальных конструкциях, испытывающих значительные механические нагрузки (корпуса регенераторов и рекуперативных аппа-

ратов, трубопроводы). Сварка применяется также при изготовлении теплообменников ВРУ из алюминиевых сплавов.

Характер изменения механических свойств сварных швов в процессе охлаждения во многом аналогичен поведению основного металла. Тем не менее переход из вязкого состояния в хрупкое может наступить при более высоких температурах, так как сварные швы являются местом сосредоточения концентраторов напряжений в виде ярко выраженных неровностей поверхности, микротрещин, непроваров и т. п., ускоряющих такой переход. Это обстоятельство необходимо учитывать при оценке работоспособности конструкций в условиях низких температур. Данные экспериментальных исследований показывают, что сварные швы углеродистых сталей сохраняют пластичность до температур не ниже 230—220 К, низколегированных сталей — до 200 К.

За счет термической обработки (нормализации) сварных соединений удается несколько снизить порог хладоломкости. Тем не менее нижний температурный предел практического использования сварных конструкций из углеродистых и низколегированных сталей остается все же достаточно высоким.

Сварные швы сталей аустенитного класса и алюминиевых сплавов сохраняют необходимую для надежной работы пластичность во всем диапазоне низких температур, освоенных промышленностью.

В технике низких температур для осуществления неразъемных соединений находит широкое применение пайка оловянисто-свинцовыми (мягкими) припоями типов ПОС и ПОССу с небольшим содержанием сурьмы (до 2%). Температура плавления этих припоев в зависимости от химического состава колеблется от 190 до 290°С, температура кристаллизации лежит на уровне 185°С.

С понижением температуры прочность мягких припоев улучшается, но снижается пластичность, что связано с фазовым превращением олова. Уменьшение содержания олова приводит к росту ударной вязкости припоя, при этом предел прочности остается достаточно высоким.

С целью повышения прочности паяных соединений используются медно-цинковые (твердые) припои марки ПМЦ, а в особо ответственных случаях — серебряные припои марки ПСр. Эти припои характеризуются высокой температурой плавления, которая достигает 700—850°С.

С помощью пайки выполняются неразъемные соединения деталей из меди, латуни и стали. В процессе разработки технологии изготовления пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов получены положительные результаты при пайке алюминиевых сплавов.

Опыт эксплуатации криогенных установок показывает, что паяные соединения хорошо выдерживают многократные нагревы и охлаждения, надежно работают при понижении температуры до 3—4 К.

Состав мягких и твердых припоев, используемых в криогенной технике, и их свойства представлены в приложении (табл. П.11).

5.2. Теплопроводность конструкционных материалов при низких температурах

Для выполнения тепловых расчетов теплообменных аппаратов необходимо располагать данными по теплопроводности материалов, из которых они изготовлены.

Согласно [9] перенос теплоты в металлах и сплавах происходит за счет тепловых колебаний атомов (решеточная теплопроводность λ_g) и

перемещения электронов проводимости (электронная теплопроводность λ_e). Таким образом, суммарная теплопроводность

$$\lambda = \lambda_g + \lambda_e.$$

В сплавах рассеяние электронов на примесях обычно столь велико, что электронная составляющая теплопроводности ослабляется и существенной является лишь решеточная составляющая. В чистых металлах преобладает электронная теплопроводность, по сравнению с которой решеточная играет малую роль.

Теплопроводность металлов в сильной степени зависит от их чистоты. Чем меньше металл содержит примесей, тем выше значение λ. Отжиг металла приводит к упорядоченной кристаллической структуре, при которой уменьшается рассеяние электронов на дефектах кристаллической решетки, вследствие чего теплопроводность увеличивается. На теплопроводность оказывает влияние и способ обработки металла.

Теплопроводность металлических материалов заметно зависит от температуры. Эта зависимость наиболее сильно проявляется у большинства чистых металлов. С понижением температуры теплопроводность сначала быстро увеличивается, а затем резко уменьшается в области гелиевых температур.

Экспериментально найденные значения теплопроводности конструкционных материалов при различных температурах приведены в приложении (рис. П.31). Как показывает их анализ, наиболее теплопроводными являются медь, алюминий и сплавы на их основе. Хуже проводят теплоту углеродистые и малолегированные стали. Самая низкая теплопроводность у сталей аустенитного класса.

5.3. Низкотемпературная тепловая изоляция

Работоспособность криогенных установок, их коэффициент полезного действия в значительной мере определяются качеством тепловой изоляции, защищающей аппараты и коммуникации от притоков теплоты из окружающей среды. Очевидно, что чем ниже температурный уровень, при котором работает установка, тем выше требования к эффективности тепловой изоляции.

В зависимости от уровня температуры, типа и назначения криогенной установки используются различные виды тепловой изоляции. Блоки разделения воздуха, как правило, защищаются от внешних теплопритоков с помощью пористых материалов, находящихся под атмосферным давлением. В криоблоках рефрижераторов и ожижителей, работающих при температурах ниже азотного уровня, применяются более совершенные типы вакуумной, вакуумно-порошковой и экраино-вакуумной многослойной изоляции.

Тепловая изоляция блоков разделения воздуха. Материалы, используемые для тепловой изоляции, должны иметь низкую теплопроводность. Они также должны быть негорючими, нетоксичными, обладать высокой химической и биологической стойкостью, т. е. не взаимодействовать с металлами и влагой, не разрушаться микроорганизмами и грызунами. Важное значение имеет, кроме того, низкая стоимость теплоизоляционных материалов, так как их расход на одну установку составляет десятки, а в отдельных случаях сотни тонн. Перечисленным требованиям в наибольшей степени удовлетворяет *перлит*, который в последние годы все чаще используется для изоляции блоков разделения ВРУ.

Перлит является материалом вулканического происхождения. В его состав входят 70—75% SiO_2, 12—15% Al_2O_3, 4—8% щелочных окислов и 4% H_2O. В процессе тепловой обработки перлит вспучивается, при этом его насыпная плотность уменьшается в 5—15 раз. В целях получения фракций, различающихся размером зерен, вспученный перлит просеивается.

Для изоляции блоков разделения применяют фракцию с размером зерен около 1 мм. Плотность такого порошка при свободной засыпке 100—110 кг/м^3, а коэффициент теплопроводности при температуре 180—190 К равен приблизительно 0,03 Вт/(м·К).

Перлит химически инертен и негорюч. Он обладает малой гигроскопичностью. В то же время при контакте с капельной влагой водопоглощение велико (несколько сотен процентов). Его удается значительно снизить (до 30—60%) путем пропитки солями.

По сравнению с минеральной ватой перлит менее теплопроводен, имеет более низкую плотность и лучшую сыпучесть. Его использование снижает теплопритоки из окружающей среды и улучшает условия труда.

До недавних пор основным материалом для тепловой изоляции блоков разделения ВРУ являлась *минеральная вата*. Она имеет волокнистую структуру, которая получается при распылении жидких расплавов металлургических и топливных шлаков. Диаметр волокон составляет при этом около 10 мкм.

Согласно ГОСТ 4640-66 марка ваты обозначается числами 100, 150, 200, которые соответствуют плотности, кг/м^3, при усилии сжатия, равном 2 кПа.

В зависимости от плотности значения коэффициента теплопроводности сухой минеральной ваты при комнатной температуре изменяются от 0,045 до 0,055 Вт/(м·К). С уменьшением температуры коэффициент теплопроводности уменьшается и равен 0,025—0,04 Вт/(м·К) при T = =180÷190 К. Плотность набивки ваты в изоляционное пространство блоков разделения рекомендуется доводить до 300—350 кг/м^3, что соответствует минимуму коэффициента теплопроводности, равному 0,022—0,025 Вт/(м·К). Чрезмерное уплотнение минеральной ваты приводит к увеличению площади поверхности контакта между отдельными волокнами и снижению контактных термических сопротивлений, что увеличивает теплопроводность. Увеличение коэффициента теплопроводности при низкой плотности ваты связано с развитием процесса конвективного переноса теплоты.

Охлаждение минеральной ваты при эксплуатации ВРУ приводит к ее увлажнению за счет конденсации паров воды из воздуха. Теплоизоляционные свойства влажной ваты резко ухудшаются (при влажности, равной 20—30% массы изоляции, например, коэффициент теплопроводности увеличивается в 3—4 раза), при этом, естественно, возрастают потери холода в окружающую среду и увеличивается продолжительность пуска установки.

Процесс увлажнения ваты заметно ускоряется при недостаточно плотной ее набивке, что связано с усилением естественной конвекции и поступлением воздуха в изоляционный объем. С целью сохранения высоких показателей работы ВРУ требуется своевременная замена осевшей и влажной изоляции.

При производстве минеральной ваты в нее добавляется около 1% масла с целью предотвращения пылеобразования. Такая вата в условиях возможного контакта с жидким кислородом становится пожаро- и взрывоопасной. Поэтому для изоляции блоков разделения воздуха ис-

пользуется специальная вата, содержание масла в которой не должно превышать 0,45%.

По сравнению с минеральной ватой лучшими массовыми и теплоизоляционными характеристиками обладает ультратонкое волокно УТВ, состоящее из стеклянных нитей диаметром около 1—2 мкм. Плотность свободно уложенной ваты УТВ составляет 5—7 кг/м³. При набивке в кожух блока разделения вата уплотняется до 50—60 кг/м³. При средней температуре 180—190 К уплотненная вата имеет коэффициент теплопроводности, равный 0,023 Вт/(м·К).

Изоляционный материал обычно заполняет весь свободный объем внутри кожуха, не занятый аппаратами, трубопроводами и арматурой. Для выгрузки изоляционного материала при ремонтных работах используются специальные люки, установленные в соответствующих местах кожуха. Через люки осуществляется также доступ к аппаратам и арматуре.

Для крупных установок в ряде случаев используются двухстенные кожухи. Во внутреннем (холодном) кожухе, свободном от изоляции, размещаются аппараты блока разделения. Пространство между кожухами заполняется изоляционным материалом. Количество изоляционного материала при таком способе сокращается примерно вдвое, уменьшается время пускового периода, улучшаются условия ремонта и обслуживания. В то же время повышается расход металла и несколько увеличиваются потери холода в окружающую среду.

Плотность теплового потока через изоляцию в современных ВРУ составляет примерно 35—45 Вт/м². Очевидно, что с увеличением производительности установки удельные теплопритоки, отнесенные к 1 м³ перерабатываемого воздуха, снижаются, так как уменьшается отношение площади поверхности изоляции к количеству перерабатываемого воздуха:

Количество перерабатываемого воздуха, м³/ч	180	800	1500	6000	30 000	75 000	200 000
Удельные теплопритоки через изоляцию, кДж/м³	12,0	8,4	6,3	5,4	4,6	4,2	3,3

При выполнении тепловых расчетов необходимо принимать во внимание, что примерно 60% теплоты из окружающей среды воспринимается ректификационными колоннами, а 40% — теплообменными аппаратами.

Высоковакуумная изоляция. Как известно, перенос теплоты от более нагретой поверхности к менее нагретой осуществляется свободной конвекцией и теплопроводностью газа, находящегося в зазоре, а также излучением, т. е.

$$Q = Q_к + Q_т + Q_л.$$

По мере снижения давления при прочих равных условиях значение GrPr уменьшается пропорционально квадрату плотности газа, что ведет к быстрому уменьшению доли теплоты, переносимой конвекцией. При $p < 133$ Па (1 мм рт. ст.) молярный перенос теплоты практически отсутствует.

Влияние давления на теплопроводность газа следует рассматривать в зависимости от числа Кнудсена Kn, которое определяется как отношение средней длины свободного пробега L молекулы к расстоянию δ между поверхностями, т. е. $Kn = L/\delta$.

Длина свободного пробега L зависит от рода газа, давления, температуры и может быть найдена из соотношения

$$L = \frac{k}{p} \frac{1}{1 + T_y/T}, \tag{5.1}$$

где k и T_y — константы, определяемые родом газа (для воздуха $k = 8{,}42 \cdot 10^{-3}$ Н/м; $T_y = 113$ К).

Согласно теоретическим и экспериментальным исследованиям снижение давления газов ниже атмосферного не оказывает влияния на коэффициент теплопроводности до тех пор, пока выполняется условие $\mathrm{Kn} \ll 1$. При этом плотность теплового потока $q_т$ за счет теплопроводности может быть найдена по известным формулам. В частности, для плоского слоя газа

$$q_т = \lambda \frac{T_2 - T_1}{\delta}, \tag{5.2}$$

где T_1 и T_2 — значения температуры твердых поверхностей, ограничивающих газовый слой.

Если длина свободного пробега L становится соизмеримой с расстоянием δ, на $q_т$ начинают оказывать сильное влияние температурный скачок ΔT^* на границе раздела твердое тело — газ, который возрастает с увеличением градиента температуры $(dT/dn)_{ст}$ и длины свободного пробега L.

Величина ΔT^* определяется как

$$\Delta T^* = 2 \frac{\gamma}{\gamma + 1} \frac{2 - \alpha}{\alpha} \frac{1}{\mathrm{Pr}} L \left(\frac{dT}{dn}\right)_{ст} = \beta L \left(\frac{dT}{dn}\right)_{ст}, \tag{5.3}$$

где $\gamma = c_p/c_v$ — отношение удельных теплоемкостей при постоянных давлении и объеме; $\beta = 2 \frac{\gamma}{\gamma + 1} \frac{2 - \alpha}{\alpha} \frac{1}{\mathrm{Pr}}$ — коэффициент скачка.

Коэффициент термической аккомодации α характеризует неполноту обмена энергией между молекулами газа и поверхностью и равен:

$$\alpha = \frac{e_п - e_0}{e_п - e_{ст}}, \tag{5.4}$$

где $e_п$, e_0 — средняя энергия соответственно падающих и отраженных молекул; $e_{ст}$ — средняя энергия молекул, соответствующая температуре стенки.

Если $e_0 = e_{ст}$, то $\alpha = 1$. В действительности α всегда меньше единицы.

Коэффициент аккомодации зависит от природы газа и твердого тела. Как показали исследования, значение α уменьшается с уменьшением массы молекул газа. На его значение оказывают влияние также температура и состояние твердой поверхности, наличие на ней адсорбированных газов. Все это уменьшает возможности аналитического решения задачи определения α, поэтому в практических расчетах пользуются экспериментальными результатами. Ниже приведены приближенные значения коэффициента аккомодации α на чистых металлических поверхностях:

T, К	Воздух, азот, кислород	Неон	Водород	Гелий
300	0,8—0,9	0,7	0,3	0,3
77	1*	—	0,5	0,6
20	1	—	1*	0,6

* Значения при температуре конденсации газа.

Влияние температурных скачков у стенок на процесс переноса теплоты равносильно увеличению толщины слоя газа на величину $2\Delta T^*/(dT/dn)_{ст}$. Тогда с учетом (5.3) плотность теплового потока для плоского газового слоя может быть найдена по формуле

$$q_т = \frac{\lambda (T_2 - T_1)}{\delta + 2\Delta T^*/(dT/dn)_{ст}} = \frac{\lambda (T_2 - T_1)}{\delta + 2\beta L}. \qquad (5.5)$$

В случае цилиндрического слоя газа

$$Q_т = \frac{2\pi\lambda (T_2 - T_1) l}{\ln \frac{r_2}{r_1} + 2\beta L \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)}. \qquad (5.6)$$

Соотношения (5.5) и (5.6) справедливы в области изменения чисел Кнудсена от 0,05 до 5. Этому условию, например, соответствует уменьшение давления воздуха от 12 до 0,12 Па ($1 \cdot 10^{-1}$—$1 \cdot 10^{-3}$ мм рт. ст.) в слое толщиной $\delta = 1 \cdot 10^{-2}$ м при температуре $T = 293$ К. Плотность теплового потока при этом снижается более чем в 10 раз.

При $L \gg \delta$ ($Kn \gg 1$) газ уже нельзя рассматривать как континиум. В этом случае имеет место свободномолекулярный режим переноса теплоты, интенсивность которого определяется числом молекул и, следовательно, зависит от давления p. Из кинетической теории газов следует:

$$Q = \alpha_0 \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1} \sqrt{\frac{\mu R}{8\pi}} \frac{p}{\sqrt{\mu T}} (T_2 - T_1) F_1, \qquad (5.7)$$

где μR — универсальная газовая постоянная; μ — молекулярная масса; F_1 — площадь поверхности.

Приведенный коэффициент аккомодации α_0 находится по формуле

$$\alpha_0 = \frac{1}{1/\alpha_1 + F_1/F_2 \, (1/\alpha_2 - 1)}. \qquad (5.8)$$

Если $L \gg \delta$, то существование градиента температуры в системе вызывает появление градиента давления, при этом $p/\sqrt{T} = \text{const}$. Отсюда следует, что в выражение $p/\sqrt{\mu T}$ следует подставлять значение температуры T, измеренное в месте регистрации давления.

Соотношение (5.7) справедливо для поверхностей, расположенных одна в другой. Индекс 2 относится к наружной, а индекс 1 — к внутренней поверхностям. Формула может быть использована также и для случая параллельных поверхностей, когда $F_1 = F_2$.

Расчеты показывают, что при давлении в зазоре менее 10^{-3} Па перенос теплоты остаточным газом становится настолько малым, что им можно пренебречь по сравнению с потоком теплоты за счет излучения, который в этом случае имеет определяющее значение.

Теплообмен излучением между поверхностями двух тел произвольных размеров и геометрии описывается уравнением

$$Q_л = \varepsilon_п c_0 [(T_2/100)^4 - (T_1/100)^4] F_{1,2}, \qquad (5.9)$$

где $\varepsilon_п$ — приведенный коэффициент теплового излучения; $c_0 = 5{,}67$ Вт/(м$^2 \cdot$К^4) — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $F_{1,2}$ — взаимная площадь поверхности излучения.

Определение площади $F_{1,2}$ является сложной задачей. В частном случае двух поверхностей, заключенных одна в другую, из которых внутренняя является выпуклой, уравнение (5.9) записывается в виде

$$Q_л = \varepsilon_п c_0 [(T_2/100)^4 - (T_1/100)^4] F_1. \quad (5.10)$$

Приведенный коэффициент теплового измерения $\varepsilon_п$ определяется из соотношения

$$\varepsilon_п = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + F_1/F_2\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}, \quad (5.11)$$

где ε_1 и ε_2 — коэффициенты теплового излучения соответственно внутренней и наружной поверхностей.

Выражение (5.10) может быть использовано для расчета Q_1 между поверхностями, представляющими собой две концентрические сферы, коаксиальные цилиндры или параллельные пластины. В последнем случае $F_1 = F_2$.

При использовании вакуумной изоляции машины (детандеры) и теплообменные аппараты криогенных установок (рефрижераторы и ожижители) размещаются, как правило, внутри криостатов с двумя стенками, выполненными из металла. Полость между стенками вакуумируется. Теплопритоки из окружающей среды удается при этом заметно снизить путем использования металлов с низкими значениями ε. Это достигается за счет тщательной полировки поверхностей, обращенных внутрь вакуумной полости. Опытные значения ε для полированных поверхностей некоторых металлов приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Коэффициент теплового излучения некоторых металлических поверхностей [85]

Металл	Температура, К		Металл	Температура, К	
	77—90	300		77—90	300
Алюминий	0,030	0,040	Серебро	0,010	0,015
Железо	0,017	0,027	Хром	0,065	0,080
Медь	0,020	0,025	Латунь Л62	0,029	0,040
Никель	0,013	0,030	Сталь 12Х18Н9Т	0,055	0,075

Высоковакуумная изоляция является более эффективным средством защиты криосистем от теплопритоков, чем теплоизоляционные материалы, используемые при атмосферном давлении. В отдельных случаях плотность теплового потока из окружающей среды может быть уменьшена до 8—10 Вт/м^2 при температуре внутренней (холодной) стенки криостата ниже азотного уровня.

Вакуумно-порошковая изоляция. В технике низких температур широкое распространение получила вакуумно-порошковая изоляция. Основными материалами, используемыми для вакуумно-порошковой изоляции, являются перлит и аэрогель. Аэрогель, состоящий из двуокиси кремния, обладает большой пористостью и тонкой структурой. Он имеет наименьшую теплопроводность из числа известных теплоизоляционных материалов. Кроме этих материалов, применяются кремнегель и мипора.

Экспериментально показано, что теплопроводящие свойства системы порошок — газ практически не отличаются от теплопроводности газа, это означает, что перенос теплоты по твердым частицам незначителен. В то же время порошок, выполняющий фактически функцию радиацион-

ных экранов, снижает лучистую составляющую теплового потока примерно на порядок.

Так как размеры пор в порошке существенно малы, то свободномолекулярный режим переноса теплоты в газе, характеризующийся значениями числа $Kn > 1$, возникает при достижении разрежения 10—1 Па (примерно 10^{-1}—10^{-2} мм рт. ст.), которое может быть получено обычным механическим вакуумным насосом. Уменьшение давления ниже 1—0,1 Па (10^{-2}—10^{-3} мм рт. ст.) в отличие от высоковакуумной изоляции уже не приводит к заметному уменьшению плотности теплового потока через вакуумно-порошковую изоляцию, поскольку поток определяется

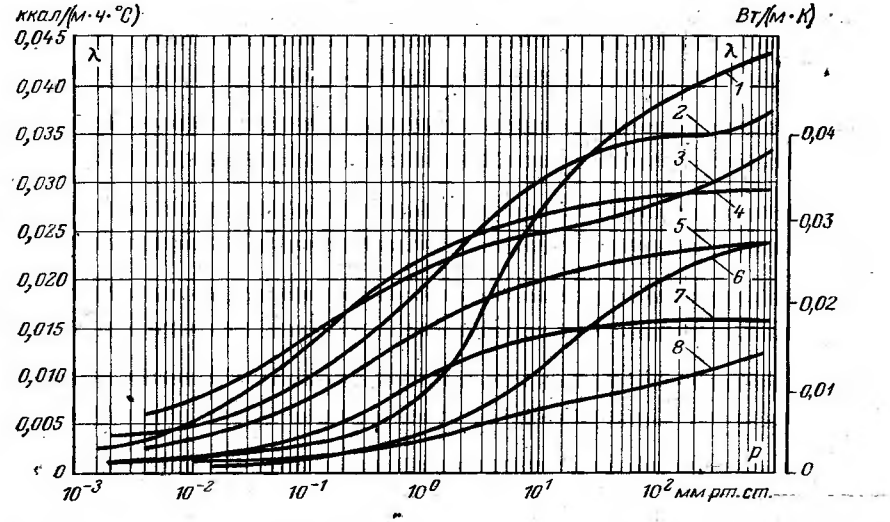


Рис. 5.1. Кажущийся средний коэффициент теплопроводности некоторых типов вакуумно-порошковых теплоизоляционных материалов при граничных температурах 290 и 78 К.

1 — магнезия; *2* — минеральная вата; *3* — перлит; *4* — стекловата (20 мкм); *5* — стекловата (5—7 мкм); *6* — кремнегель; *7* — мипора; *8* — аэрогель.

излучением и теплопроводностью твердого порошка. Если температура T_2 более нагретой наружной поверхности криостата соответствует температуре окружающей среды (около 300 К), то основное влияние на теплопритоки оказывает излучение. При снижении значения T_2 до азотного уровня определяющий вклад вносит теплопроводность твердого порошка, поскольку плотность потока лучистой энергии в этом случае уменьшается более чем на два порядка.

Эффективным способом улучшения качества вакуумно-порошковой изоляции является добавка алюминиевой или медной пудры в количестве до 40—60%. За счет этого удается снизить теплопритоки от излучения в 2—4 раза.

Оценка теплопритоков через вакуумно-порошковую изоляцию может осуществляться по формуле

$$Q = \frac{\lambda_к}{\delta}(T_2 - T_1)\sqrt{F_1 F_2}, \qquad (5.12)$$

где $\lambda_к$ — кажущийся коэффициент теплопроводности изоляции (табл. 5.2 и рис. 5.1).

Таблица 5.2

Кажущийся коэффициент теплопроводности вакуумированных порошков при температуре граничных поверхностей T_2=293÷300 и T_1=77÷90 К при $p<3\cdot10^{-1}$ мм рт. ст. ($400\cdot10^{-3}$ Па)

Материал	Средний размер частиц, мм	Удельная площадь поверхности, м²/г	Плотность, кг/м³	Коэффициент теплопроводности, мВт/(м·К)	Материал	Средний размер частиц, мм	Удельная площадь поверхности, м²/г	Плотность, кг/м³	Коэффициент теплопроводности, мВт/(м·К)
Аэрогель кремниевой кислоты	0,25	200	120	1,4	Белая сажа:				
					БС-50	0,002	50	250	2,1
Перлит вспученный	1—2	10—20	50	2,7	БС-280	0,005	280	180	1,5
					БС-280	0,011	280	170	0,9
То же	0,5—1	10—20	50	2,1	БС-230	0,014	230	200	0,8
» »	0,25—0,5	10—20	100	1,5	Стеклянная вата	0,018	—	160	5,0
					То же	0,008	—	150	1,7
» »	<0,25	10—20	100	1,1	Минеральная вата	0,01	4	150	3,0
» »	<0,25	10—20	250	0,9	Бронзовая пудра	<0,045	—	1900	4,5
					БПФ				
Мипора	—	19	50	2,1	Кремняй	0,005	—	950	4,7
Черная сажа	—	—	200	1,1	Тальк	—	—	1200	1,6

Более строгая методика теплового расчета вакуумно-порошковой теплоизоляции изложена в [47, 85].

Многослойная экранно-вакуумная изоляция. В изоляции этого типа значительно снижен перенос теплоты излучением за счет использования большого количества экранов, которые выполняются из металлической фольги или металлизированных полимерных пленок. Для снижения потока теплоты по твердому телу экранные слои разделяются прокладка-

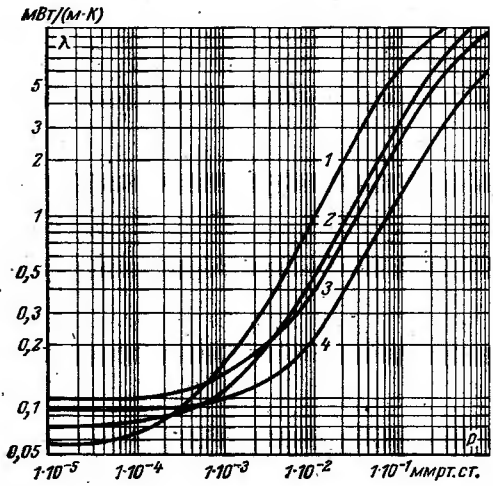


Рис. 5.2. Кажущийся средний коэффициент теплопроводности вакуумно-многослойной изоляции с экранами из алюминиевой фольги и прокладками из стекловолокнистых материалов при граничных температурах 293 и 90 К.

1 — стеклобумага СБР-0,05 (n=14 — количество экранов на 1 см); *2* — стеклохолст ЭВТИ-10 (n=15); *3* — стеклосетка ЭСТБ-40 (n=26); *4* — стеклобумага СБР-0,05 (n=50) [85].

ми, изготовленными из материала с низким значением λ. Чаще всего используются нетканые стекловолокнистые материалы.

Кажущаяся теплопроводность $\lambda_к$ экранно-вакуумной изоляции снижается с уменьшением давления газа (рис. 5.2). При вакуумировании

теплоизоляционного пространства до 0,01 Па (примерно 10^{-4} мм рт. ст.) перенос теплоты остаточным газом уменьшается практически до нуля, при этом $\lambda_к$ достигает минимального значения, которое примерно на порядок меньше по сравнению со значением для вакуумно-порошковой изоляции. Лучшие композиции позволяют получить $\lambda_к$=0,03÷0,05 мВт/(м·К). Именно поэтому экранно-вакуумная изоляция получает все более широкое использование.

Свойства экранно-вакуумной изоляции в сильной степени зависят от плотности укладки, определяемой числом слоев n, приходящихся на единицу толщины пакета. При малом n возрастает поток теплоты за счет излучения, а увеличение плотности укладки повышает проводимость изоляции по твердому телу. Оптимальное число слоев изоляции составляет 20—40 1/см.

Расчет теплопритоков Q через экранно-вакуумную изоляцию можно выполнить, используя соотношение (5.12). Значения кажущихся коэффициентов теплопроводности для используемых на практике композиций из экранов и прокладок приведены в [47].

Использование экранно-вакуумной изоляции связано с некоторыми трудностями, которые определяются сложностью ее размещения в теплоизоляционном объеме. Кроме того, рассматриваемый тип изоляции отличается повышенной стоимостью.

Приложение

В приложении приведен минимум справочных материалов, необходимых для расчета тепло- и массообменных аппаратов криогенной техники. Более подробные данные о свойствах жидкостей и газов при низких температурах можно найти в специальной справочной литературе [88, 101].

Значения некоторых физических констант

Число Авогадро N, 1/кмоль . . . . $6{,}022169 \cdot 10^{26}$
Постоянная Планка h, Дж·с . . . . $6{,}626196 \cdot 10^{-34}$
Универсальная газовая постоянная μR, Дж/(кмоль·К) . . . . . $8{,}31434 \cdot 10^{3}$
Постоянная Стефана — Больцмана σ, Вт/(м²·К⁴) . . . . . $5{,}66961 \cdot 10^{-8}$
Постоянная Больцмана $k=\mu R/N$, Дж/К $1{,}380622 \cdot 10^{-23}$
Стандартный мольный объем идеального газа μv при 0°С и 101 325 Па, м³/Кмоль 22,4136

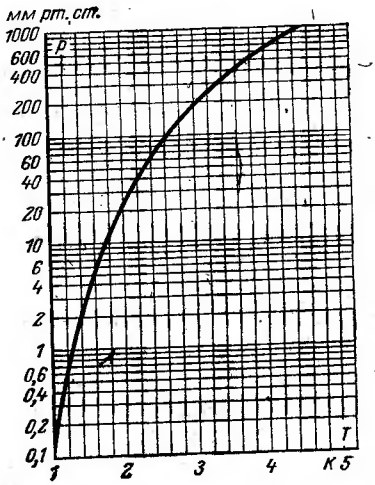


Рис. П.1. Давление насыщенных паров гелия [97].

Основные физические свойства криагентов [84]

Величина	Азот	Кислород	Аргон	Неон	Водород	Гелий	Криптон	Воздух
Молекулярная масса μ, кг/кмоль	28,02	32,0	39,94	20,183	2,016	4,003	83,80	28,96
Газовая постоянная R, Дж/(кг·К)	296,75	259,88	208,5	411,7	4124,3	2079	100,3	287,0
Показатель адиабаты $\gamma=c_p/c_v$	1,4	1,4	1,68	1,68	1,47	1,66	1,67	1,4
Точка кипения при нормальном давлении p=101,325 кПа								
Температура кипения $T_{кип}$, К	77,35	90,18	87,29	27,09	20,27	4,215	119,79	78,9/81,7
Плотность ρ, кг/м³:								
пара	4,54	4,48	5,785	9,55	1,3	16,38	8,0	4,23
жидкости	808	1136	1390	1206	70,87	124,8	2400	877
Удельная теплоемкость c_p, кДж/(кг·К):								
пара	0,190	1,03	0,57	1,8	12,15	8,35	—	1,53
жидкости	1,96	1,63	1,001	1,25	9,67	5,19	0,528	1,865
Теплота парообразования r, кДж/кг	197,6	212,3	159,6	86,1	445,9	20,2	107,5	205
Коэффициент теплопроводности λ, мВт/(м·К):								
пара	7,62	8,2	6,0	4,6	15,2	6,48	3,95	7,35
жидкости	136	150,5	127	115	119	27,1	89	149
Динамическая вязкость η, мкПа·с:								
пар	5,33	7,55	7,1	4,5	1,12	1,27	10,3	5,6
жидкость	147	189	280	128	13,27	3,0	373	185
Поверхностное натяжение σ, мН/м	8,87	13,5	12,54	4,85	1,93	0,09	—	—
Нормальные условия (t=0°С, p=101,325 кПа)								
Плотность ρ, кг/м³	1,252	1,430	1,785	0,9004	0,0899	0,1785	3,745	1,293
Удельная теплоемкость c_p, кДж/(кг·К)	1,041	0,916	0,522	1,035	14,3	5,275	0,251	1,006
Коэффициент теплопроводности λ, мВт/(м·К)	23,96	24,43	16,35	44,3	159	150,1	84	24,17
Динамическая вязкость η, мкПа·с	16,58	19,19	21,01	29,7	8,42	19,53	23,2	17,11
Объем газа из 1 л жидкости:								
насыщенного пара, л/л	178	254	241	126	54,5	7,62	300	271
газа, м³/л	0,646	0,795	0,778	1,34	0,788	0,700	0,642	0,678
Критическая точка								
Температура $T_{кр}$, К	126,25	154,77	150,86	44,40	32,98	5,199	209,4	132,55
Давление $p_{кр}\times 10^{-5}$, Па	33,96	50,87	48,98	26,6	12,91	2,29	55,1	37,69
Плотность $\rho_{кр}$, кг/м³	304	423	535,6	483,0	31,45	69,0	909	313

Величина	Азот	Кислород	Аргон	Неон	Водород	Гелий	Криптон	Воздух
				Тройная точка				
Температура $T_{тр}$, К	63,15	54,35	83,78	24,54	13,81	λ-точка при 2,172 К	115,76	64/60
Давление $p_{тр} \cdot 10^{-3}$, Па	12,53	0,150	68,76	43,4	7,040		73,4	12,3/7,12

Таблица П.2

Плотность жидкого и газообразного водорода на линии насыщения

T, К	32,59	30,13	27,43	23,27	19,92	16,41	14,89
ρ', кг/м³	43,16	54,02	60,50	67,24	71,37	74,94	76,51
ρ'', кг/м³	19,22	10,81	6,13	2,64	1,16	0,38	0,20

Таблица П.3

Плотность, кг/м³, газообразного воздуха при различных давлениях и температурах

T, К	Давление p, МПа								
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	2	4	10	20
85	4,237	—	—	—	—	—	856,8	869,9	889,8
90	3,984	8,217	—	—	—	—	833,1	848,6	870,7
100	3,556	7,273	15,27	—	—	—	782,04	803,3	831,7
120	2,938	5,949	12,21	18,85	33,52	86,29	652,5	702,7	752,1
140	2,506	5,053	10,27	15,66	27,03	59,99	169,9	573,4	668,0
160	2,188	4,396	8,889	13,47	22,94	48,64	111,6	396,7	573,7
180	1,942	3,897	7,849	11,85	20,04	41,56	86,76	273,2	484,7
200	1,746	3,500	7,032	10,60	17,83	36,52	76,57	213,9	407,5
220	1,586	3,177	6,373	9,597	16,09	32,70	67,43	179,8	348,4
240	1,453	2,909	5,831	8,764	14,68	29,66	60,50	157,0	304,6
260	1,341	2,684	5,376	8,076	13,50	27,18	55,04	140,3	271,4
280	1,245	2,491	4,985	7,485	12,5	25,11	50,58	127,4	245,6
300	1,161	2,323	4,649	6,978	11,64	23,34	46,84	116,9	224,9

Таблица П.4

Плотность, кг/м³, газообразного кислорода при различных давлениях и температурах

T, К	Давление p, МПа								
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	2	4	10	20
95	4,172	—	—	—	—	—	—	1134	1154
100	3,945	8,104	—	—	—	—	—	1111	1132
110	3,565	7,273	15,17	—	—	—	—	1063	1089
120	3,253	6,605	13,64	21,81	38,32	—	—	1011	1043
140	2,774	5,599	11,41	17,48	30,43	70,03	—	887,0	945,5
160	2,420	4,869	9,862	14,98	25,65	55,37	137,6	712,0	834,4
180	2,147	4,312	8,696	13,15	22,32	46,82	104,7	418,7	707,7
200	1,930	3,871	7,788	11,75	19,82	40,95	87,79	215,0	579,3
220	1,753	3,514	7,057	10,63	17,87	36,55	76,57	218,2	464,0
240	1,606	3,218	6,456	9,709	16,29	33,09	68,35	185,7	388,2
260	1,482	2,967	5,949	8,945	14,97	31,23	61,96	163,7	335,5
280	1,376	2,753	5,516	8,285	13,86	27,94	56,79	147,3	297,3
300	1,284	2,569	5,144	7,722	12,90	25,96	52,52	134,4	268,4

Таблица П.5

Плотность, кг/м³, газообразного азота при различных давлениях и температурах

T, К	Давление p, МПа								
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	2	4	10	20
80	4,386	—	—	—	—	—	804,1	817,4	836,4
85	4,098	8,503	—	—	—	—	781,8	796,9	818,3
95	3,659	7,452	15,77	—	—	—	739,4	754,0	781,1
100	3,439	7,027	14,74	23,33	—	—	707,5	731,6	762,3
110	3,110	6,321	13,08	20,35	37,02	—	648,4	684,4	724,3
120	2,841	5,750	11,80	18,18	32,15	79,55	568,6	632,6	685,8
140	2,424	4,883	9,911	26,00	57,08	151,0	151,0	501,5	606,1
160	2,116	4,252	8,584	12,99	22,09	46,58	104,9	343,3	519,5
180	1,879	3,768	7,582	11,44	19,32	39,90	82,25	248,5	437,8
200	1,688	3,384	6,798	10,24	17,21	35,12	73,15	199,2	371,6
220	1,534	3,072	6,161	9,268	15,53	31,50	64,60	169,3	321,4
240	1,405	2,813	5,637	8,475	14,17	28,59	58,07	148,7	283,7
260	1,2968	2,595	5,198	7,806	13,04	26,21	52,88	133,4	254,6
280	1,204	2,408	4,822	7,236	12,08	24,44	48,64	121,4	231,5
300	1,123	2,247	4,494	6,748	11,25	22,53	45,08	111,7	212,7

Таблица П.

Плотность, кг/м³, нормального газообразного водорода при различных давлениях и температурах

T, К	Давление p, МПа								
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	2	4	10	20
22	1,193	—	—	—	—	71,72	73,90	78,75	85,45
24	1,074	2,318	—	—	—	69,44	72,00	77,30	83,24
30	0,8361	1,735	3,787	6,383	—	60,34	65,07	72,70	79,87
40	0,6156	1,251	2,586	4,021	7,267	19,48	46,53	63,40	73,58
60	0,4060	0,8156	1,646	2,491	4,226	8,815	18,81	42,88	60,11
80	0,3035	0,6080	1,219	1,834	3,072	6,212	12,56	29,93	48,28
100	0,2425	0,4852	0,9710	1,457	2,430	5,863	9,683	23,04	39,61
120	0,2020	0,4039	0,8075	1,211	2,015	4,016	7,950	18,88	33,45
140	0,1731	0,3461	0,6915	1,036	1,724	3,428	6,767	16,09	28,99
160	0,1515	0,3027	0,6048	0,9061	1,509	2,994	5,904	14,06	25,61
180	0,1346	0,2690	0,5374	0,8051	1,338	2,659	5,245	12,51	22,98
200	0,1212	0,2422	0,4837	0,7246	1,204	2,393	4,720	11,29	20,86
220	0,1101	0,2204	0,4397	0,6587	1,0950	2,1755	4,293	10,29	19,13
240	0,1010	0,2018	0,4031	0,6039	1,0039	1,9949	3,938	9,456	17,67
260	0,09298	0,1863	0,3721	0,5575	0,9268	1,842	3,638	8,754	16,42
280	0,08655	0,1730	0,3456	0,5177	0,8608	1,711	3,381	8,152	15,34
300	0,08078	0,1617	0,3225	0,4833	0,8042	1,597	3,159	7,628	14,40

Таблица П.7

Плотность, кг/м³, газообразного гелия при различных давлениях и температурах

T, К	Давление p, МПа								
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	2	4	6	10
18	2,686	5,385	10,82	16,26	27,09	52,92	98,26	124,9	161,1
20	2,412	4,834	9,688	14,54	24,15	47,10	85,52	113,7	151,3
25	1,926	3,851	7,693	11,51	19,05	37,08	68,37	93,21	128,7
30	1,603	3,203	6,387	9,546	15,77	30,69	57,17	79,19	112,7
40	1,201	2,398	4,777	7,134	11,78	22,96	43,35	61,20	90,52
60	0,8008	1,599	3,185	4,758	7,866	15,41	29,54	42,47	65,22

T, К	Давление p, МПа								
	0,1	0,2	0,4	0,6	1	2	4	6	10
80	0,6097	1,200	2,392	3,576	5,920	11,64	22,52	32,68	51,13
100	0,4807	0,9602	1,915	2,865	4,749	9,367	18,23	26,61	42,10
120	0,4006	0,8004	1,597	2,390	3,966	7,839	15,32	22,46	35,81
140	0,3435	0,6863	1,370	2,051	3,404	6,741	13,21	19,43	31,16
160	0,3006	0,6006	1,199	1,796	2,982	5,912	11,62	17,09	27,58
180	0,2672	0,5340	1,066	1,597	2,655	5,265	10,37	15,31	24,74
200	0,2404	0,4806	0,8600	1,438	2,390	4,746	9,358	13,84	22,43
220	0,2186	0,4370	0,8729	1,308	2,174	4,320	8,528	12,63	20,52
240	0,2004	0,4006	0,8003	1,199	1,994	3,964	7,834	11,61	18,91
260	0,1850	0,3699	0,7389	1,107	1,841	3,662	7,244	10,75	17,53
280	0,1717	0,3434	0,6862	1,028	1,710	3,403	6,737	10,00	16,34
300	0,1604	0,3206	0,6415	0,960	1,597	3,178	6,297	9,355	15,30

Таблица П.8

Поверхностное натяжение ожиженных газов σ, мН/м, при различных температурах

Азот		Кислород		Водород		Гелий	
T, К	σ	T, К	σ	T, К	σ	T, К	σ
65	11,77	65	19,4	14	2,99	1,0	0,347
70	10,58	70	18,3	16	2,66	1,5	0,334
75	9,41	75	17,0	18	2,32	2,0	0,310
80	8,28	80	15,7	20	1,98	2,5	0,363
85	7,16	85	14,5	22	1,64	3,0	0,216
90	6,10	90	13,4	24	1,30	3,5	0,174
95	5,05	100	11,0	26	0,960	4,0	0,117
100	4,07	110	8,3	28	0,648	4,2	0,096
105	3,11	130	4,35	30	0,333	—	—
110	2,22	—	—	32	0,106	—	—
115	1,39	—	—	32,77	0,046	—	—
120	0,65	—	—	—	—	—	—

ТАБЛИЦЫ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ ПЕРЕНОСА ГАЗОВ И ИХ СМЕСЕЙ

Таблица П.9

Параметры сил межмолекулярного взаимодействия и критические свойства [8]

Вещество	Молекулярная масса μ, кг/кмоль	Параметры потенциала Леннарда—Джонса		Критические постоянные				
		$\sigma \cdot 10^{10}$, м	ε/k, К	$T_{кр}$, К	$p_{кр}$, МПа	$(\mu v)_{кр} \cdot 10^{8}$, м³/кмоль	$\eta_{кр} \cdot 10^{6}$, Па·с	$\lambda_{кр}$, мВт/(м·К)
Легкие элементы								
H_2	2,016	2,915	38,0	33,3	1,316	65,0	347	—
He	4,003	2,576	10,2	5,26	0,229	57,8	254	—
Инертные газы								
Ne	20,183	2,789	35,7	44,5	2,654	41,7	1560	33,16
Ar	39,944	3,418	124,0	151,0	5,00	75,2	2640	29,7
Kr	83,80	3,498	225,0	209,4	5,49	92,2	3960	20,7
Xe	131,3	4,055	229,0	289,8	5,83	118,8	4900	16,8

Вещество	Молекулярная масса μ, кг/кмоль	Параметры потенциала Леннарда—Джонса		Критические постоянные				
		$\sigma \cdot 10^{10}$, м	ε/k, К	$T_{кр}$, К	$p_{кр}$, МПа	$(\mu v)_{кр} \cdot 10^{3}$, м³/кмоль	$\eta_{кр} \cdot 10^{5}$, Па·с	$\lambda_{кр}$, мВт/(м·К)
Простые многоатомные вещества								
Воздух	28,97	3,617	97,0	132,0	3,769	86,6	1930	38,02
N_2	28,02	3,681	91,5	126,2	3,396	90,1	1800	36,3
O_2	32,00	3,433	113,0	154,4	5,09	74,4	2500	44,1
O_3	48,00	—	—	268,0	5,532	89,4	—	—
CO	28,01	3,590	110,0	133,0	3,498	93,1	1900	36,2
CO_2	44,01	3,996	190,0	304,2	7,382	94,0	3430	51,1
NO	30,01	3,470	119,0	180,0	6,485	57,0	2580	49,5
N_2O	44,02	3,879	220,0	309,7	7,265	96,3	3320	54,8
SO_2	64,04	4,290	252,0	430,7	7,88	122,0	4110	41,3
F_2	38,00	3,653	112,0	—	—	—	—	—
Cl_2	70,91	4,115	357,0	417,0	7,71	124,0	4200	40,6
Br_2	159,83	4,268	520,0	584,0	10,34	144,0	—	—
I_2	253,82	4,982	550,0	800,0	—	—	—	—
Углеводороды								
CH_4	16,04	3,822	137,0	190,7	4,641	99,3	1590	66,2
C_2H_4	28,05	4,221	185,0	309,5	5,06	113,9	2370	—
C_2H_6	30,07	4,418	230,0	305,4	4,913	141,8	2100	85,0
C_3H_6	42,08	—	—	365,0	4,60	181,0	2330	—
C_3H_8	44,09	5,061	254,0	370,9	4,264	200,0	2280	—
н-C_4H_{10}	58,12	—	—	425,2	3,796	255,0	2390	—
Изобутан	58,12	5,341	313,0	408,1	3,647	263,0	2390	—
н-C_5H_{12}	72,15	5,769	345,0	469,8	3,374	311,0	2380	—
н-C_6H_{14}	86,17	5,909	413,0	507,9	3,031	368,0	2480	—
н-C_7H_{16}	100,20	—	—	540,2	2,736	426,0	2540	—
н-C_8H_{18}	114,22	7,451	320,0	569,4	2,496	485,0	2590	—
н-C_9H_{20}	128,25	—	—	595,0	2,288	543,0	2650	—
Циклогексан	89,16	6,093	324,0	553,0	4,03	308,0	2840	—
C_6H_6	78,11	5,270	440,0	562,6	4,92	260,0	3120	—
Другие органические соединения								
CH_3Cl	50,49	3,375	855,0	416,3	6,672	143,0	3380	—
CH_2Cl_2	84,94	4,759	406,0	510,0	6,08	—	—	—
$CHCl_3$	119,39	5,430	327,0	536,6	5,47	240,0	4100	—
CCl_4	153,84	5,881	327,0	556,4	4,56	276,0	4130	—
C_2N_2	52,04	4,38	339,0	400,0	5,98	—	—	—
COS	60,08	4,13	335,0	378,0	6,18	—	—	—
CS_2	76,14	4,438	488,0	552,0	7,90	170,0	4040	—

Функции, необходимые для расчета коэффициентов переноса в разреженных газах [8]

kT/ε или kT/ε_{AB}	$\Omega_\lambda=\Omega_\eta$ (для вязкости и теплопроводности)	$\Omega_{D,AB}$ (для диффузии)	kT/ε или kT/ε_{AB}	$\Omega_\lambda=\Omega_\eta$ (для вязкости и теплопроводности)	$\Omega_{D,AB}$ (для диффузии)
0,30	2,785	2,662	2,50	1,093	0,9996
0,35	2,628	2,476	2,60	1,081	0,9878
0,40	2,492	2,318	2,70	1,069	0,9770
0,45	2,368	2,184	2,80	1,058	0,9672
0,50	2,257	2,066	2,90	1,048	0,9576
0,55	2,156	1,966	3,00	1,039	0,9490
0,60	2,065	1,877	3,10	1,030	0,9406
0,65	1,982	1,798	3,20	1,022	0,9328
0,70	1,908	1,729	3,30	1,014	0,9256
0,75	1,841	1,667	3,40	1,007	0,9186
0,80	1,780	1,612	3,50	0,9999	0,9120
0,85	1,725	1,562	3,60	0,9932	0,9058
0,90	1,675	1,517	3,70	0,9870	0,8998
0,95	1,629	1,476	3,80	0,9811	0,8942
1,00	1,587	1,439	3,90	0,9755	0,8888
1,05	1,549	1,406	4,00	0,9700	0,8836
1,10	1,514	1,375	4,10	0,9649	0,8788
1,15	1,482	1,346	4,20	0,9600	0,8740
1,20	1,452	1,320	4,30	0,9553	0,8694
1,25	1,424	1,296	4,40	0,9507	0,8652
1,30	1,399	1,273	4,50	0,9464	0,8610
1,35	1,375	1,253	4,60	0,9422	0,8568
1,40	1,353	1,233	4,70	0,9382	0,8530
1,45	1,333	1,215	4,80	0,9343	0,8492
1,50	1,314	1,198	4,90	0,9305	0,8456
1,55	1,296	1,182	5,0	0,9269	0,8422
1,60	1,279	1,167	6,0	0,8963	0,8124
1,65	1,264	1,153	7,0	0,8727	0,7896
1,70	1,248	1,140	8,0	0,8538	0,7712
1,75	1,234	1,128	9,0	0,8379	0,7556
1,80	1,221	1,116	10,0	0,8247	0,7424
1,85	1,209	1,105	20,0	0,7432	0,6640
1,90	1,197	1,094	30,0	0,7005	0,6232
1,95	1,186	1,084	40,0	0,6718	0,5960
2,00	1,176	1,075	50,0	0,6504	0,5756
2,10	1,156	1,057	60,0	0,6335	0,5596
2,20	1,138	1,041	70,0	0,6194	0,5464
2,30	1,122	1,026	80,0	0,6076	0,5352
2,40	1,107	1,012	90,0	0,5973	0,5256
			100,0	0,5882	0,5170

Таблица П.10

Механические свойства некоторых металлов и сплавов при низких температурах

Металл (сплав), марка		Химический состав	Термообработка	Температура T, К	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Относительное удлинение, %	Относительное сужение, %	Ударная вязкость, мДж/м²
Углеродистая сталь	Ст2; сталь 10	0,05—0,15%C; остальное Fe	Без термообработки	293 193 153 77	340—420 430—450 480—580 660—780	200—300 340—410 400—500 640—750	28—38 30—40 25—32 8—10	65—75 60—70 50—60 4—5	1,5—2,5 0,04—0,12 0,02—0,04 0,01—0,02
	Ст3; сталь 20	0,15—0,25%C; остальное Fe	Без термообработки	293 193 153 77	380—500 550—650 600—700 780—880	220—350 450—550 480—580 770—850	25—30 32—40 28—35 8—10	62—70 60—68 55—60 1—4	1,0—2,0 0,03—0,14 0,02—0,04 0,01—0,05
	сталь 40	0,35—0,45%C; остальное Fe	Отжиг	293 153 77	590—660 800—830 1020—1070	420—440 640—660 940—1070	21—24 25—26 2,6—18	43—68 35—49 2,9—45	0,8—1,5 0,02—0,05 0,01—0,02
Никелевая сталь	06Н3	0,04—0,06%C; 3,5—4,0%Ni; остальное Fe	Нормализация	293 90	450—560 790—860	350—400 670—700	25—37 36—40	55—70 61—66	1,5—2,5 0,30—0,50
Аустенитная сталь	12Х18Н9Т	$\leqslant$0,12%C; 17—20%Cr; 8—11%Ni; $\leqslant$0,8%Ti; остальное Fe	Закалка	293 77 20	650—750 1400—1700 1650—1850	240—300 440—550 550—720	45—65 25—40 30—38	55—70 44—58 28—50	2,0—2,6 1,6—2,0 1,4—1,6
	10Х18Н10Т	0,07%C; 1,08%Mn; 17,46%Cr; 9,46%Ni; 0,32%Ti; остальное Fe	Без термообработки	293 77 20 4,2	660 1530 1700 1760	310 640 780 690	68 53 34 49	77 69 56 54	2,3 1,8 1,5 —
	Х14Г14Н3Т	$\leqslant$0,10%C; 13—15%Mn; 13—15%Cr; 2,5—3,5%Ni; остальное Fe	Закалка	293 77	750—800 1350—1400	260—300 430—650	42—65 21—50	41—67 25—58	2,5—3,0 1,5—2,0

Продолжение табл. П.10

Медь	М1	99,9Cu	Отжиг	295	250	50	40	—	3,0
				150	390	76	42	—	3,7
				77	380	90	43	—	4,1
				20	420	82	65	—	3,9
	М3	99,5Cu	Отжиг	290	230	89	30	70	1,79
				90	250	190	31	—	—
				77	380	—	41	72	2,12
				20	460	—	48	74	2,16
Латунь	Л62	60,5—63,5%Cu; примеси $\leq$0,7%; остальное Zn	Отжиг	293	363	135	55,8	62,4	1,26
				195	407	152	65,0	68,8	1,41
				77	510	187	79,0	66,2	1,54
	ЛС-59-1	59%Cu; 1%Pb; остальное Zn	Отжиг	293	418	131	42,7	49,7	0,60
				180	470	159	45,0	50,9	0,75
				77	567	202	522	47,8	0,59
	ЛЖМц59-1	59%Cu; 1%Fe; 1% Mn; остальное Zn	Отжиг	293	484	212	36,9	52,7	0,65
				195	500	233	35,4	36,4	0,71
				77	630	310	41,5	41,5	0,70
Алюминий	АД1	99,5%Al	Лист отожженный	293	79	32	35	71	0,93
				90	161	40	48	67	1,58
Алюминиевые сплавы	АМц	1,0—1,6%Mn; остальное Al	Лист отожженный	293	126	63	30	63,5	0,69
				90	237	—	42,8	—	—
				77	247	86	43,0	—	0,56
				20	302	—	26,0	—	—
	АМг6	5,8—6,8%Mg; 0,5—0,8%Mn остальное Al	Горячекатаный лист	295	340	160	20	28	0,3
				200	380	170	22	26	0,27
				77	440	180	25	25	0,21
				20	530	210	19	22	0,28
	АМг5В	4,8—5,5%Mg; 0,3—0,6%Mn; остальное Al	Горячекатаный лист	295	300	150	22	43	0,51
				200	300	140	30	45	0,54
				77	450	160	44	41	0,35
				20	540	180	27	22	0,25

Таблица П.11

Припои, применяемые в технике низких температур [88]

Марка припоя	Химический состав	Температура плавления и кристаллизации, °С	Механические свойства при 20°С		
			Предел прочности, МПа	Относительное удлинение, %	Ударная вязкость, МДж/м²
	Припои оловянно-свинцовые				
	Sn Sb Pb				
ПОС-61	60—62 0,05 Осталь-	190; 183	43	46	0,39
ПОССу 61-0,5	60—62 0,2—0,5 ное	189; 183	45	35	0,37
ПОССу 50-0,5	49—51 0,2—0,5	216; 183	38	62	0,44
ПОС40	39—41 0,05	238; 183	38	52	0,40
ПОССу 40-0,5	39—41 0,2—0,5	235; 183	40	50	0,40
ПОССу 30-0,5	29—31 0,2—0,5	255; 183	36	45	0,39
ПОССу 18-0,5	17—18 0,2—0,5	277; 183	36	50	0,36
ПОССу 40-2	39—41 1,5—2	229; 185	43	48	0,28
ПОССу 30-2	29—31 1,5—2	290; 185	40	40	0,25
	Припои медно-цинковые				
ПМЦ-48	48±2Cu; остальное Zn	865—850	210	3	—
ПМЦ-54	54±2Cu; остальное Zn	880—876	350	20	—
	Припои серебряные				
ПСр-12М	12±0,3 Ag, 36±1,5%Zn 52±1%Cu, примеси <0,5%	825—780	186	—	—
ПСр-25	25±0,3%Ag; 35±1,5%Zn 40±1%Cu, примеси <0,5%	775—745	280	—	—
ПСр-45	40±0,5%Ag; 25±1,0Zn 30±0,5%Cu, примеси <0,5%	725—660	300	—	—
	Легкоплавкие припои				
Сплав Вуда	50%Bi; 12,5% Cd; 25%Pb; 12,5%Sn	68	51	—	—
Легкоплавкий сплав	49%Bi; 21%In; 18%Pb; 12%Sn	58	63	—	—

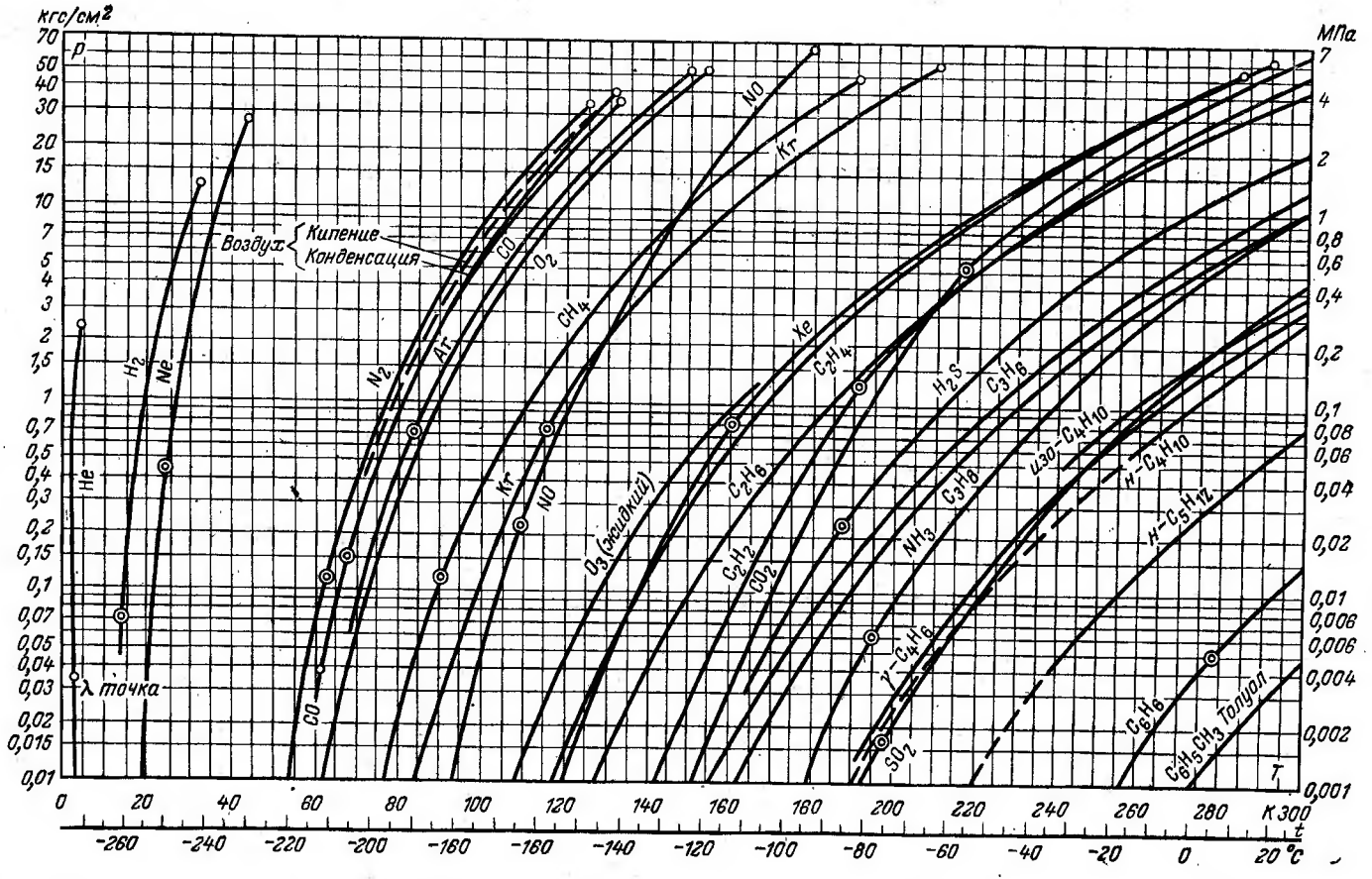


Рис. П.2. Давление насыщенных паров технически важных газов [97].
○ — критическая точка; ⊙ — тройная точка.

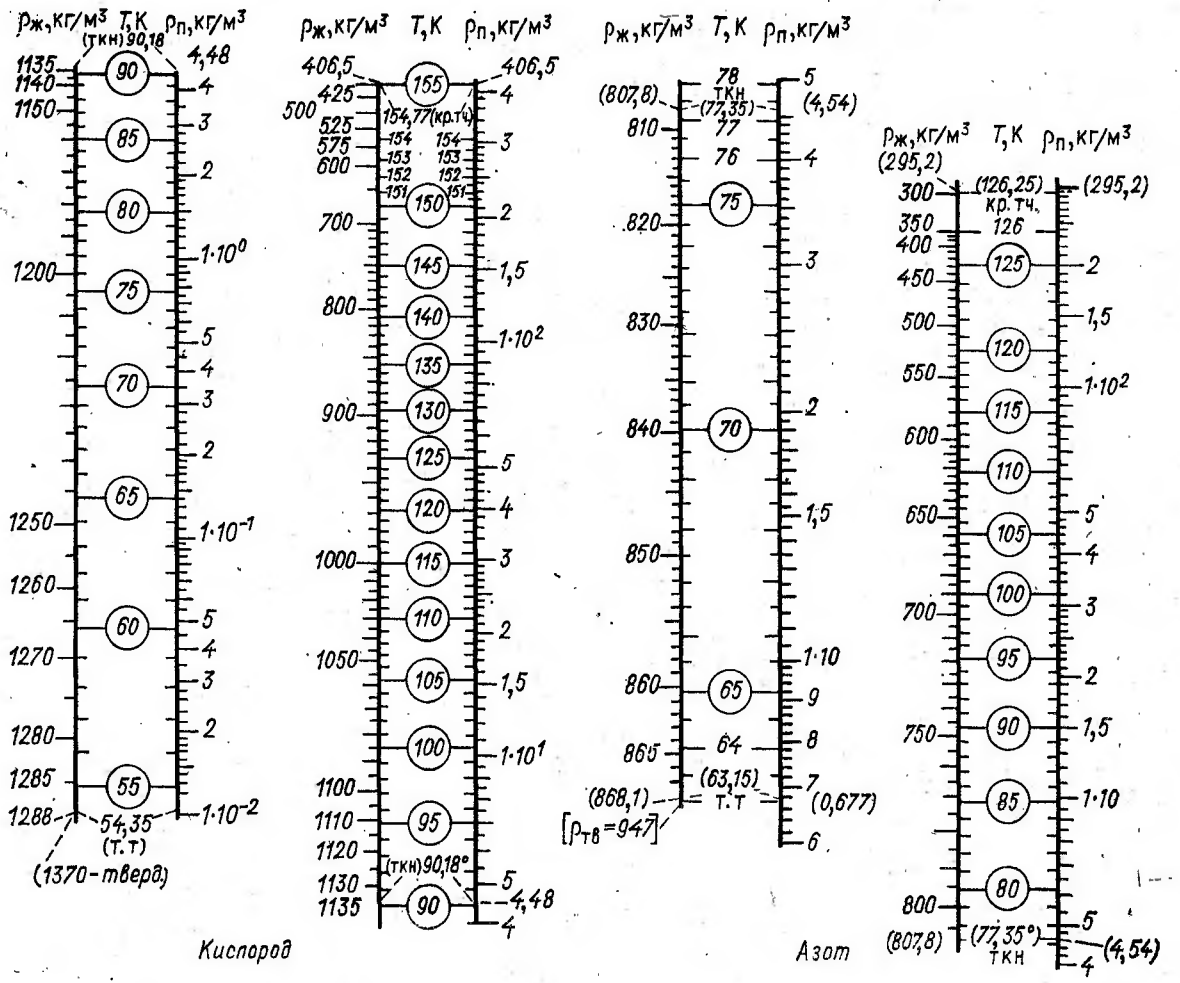


Рис. П.3. Плотиость жидкого и газообразного кислорода и азота на линии насыщения [84].

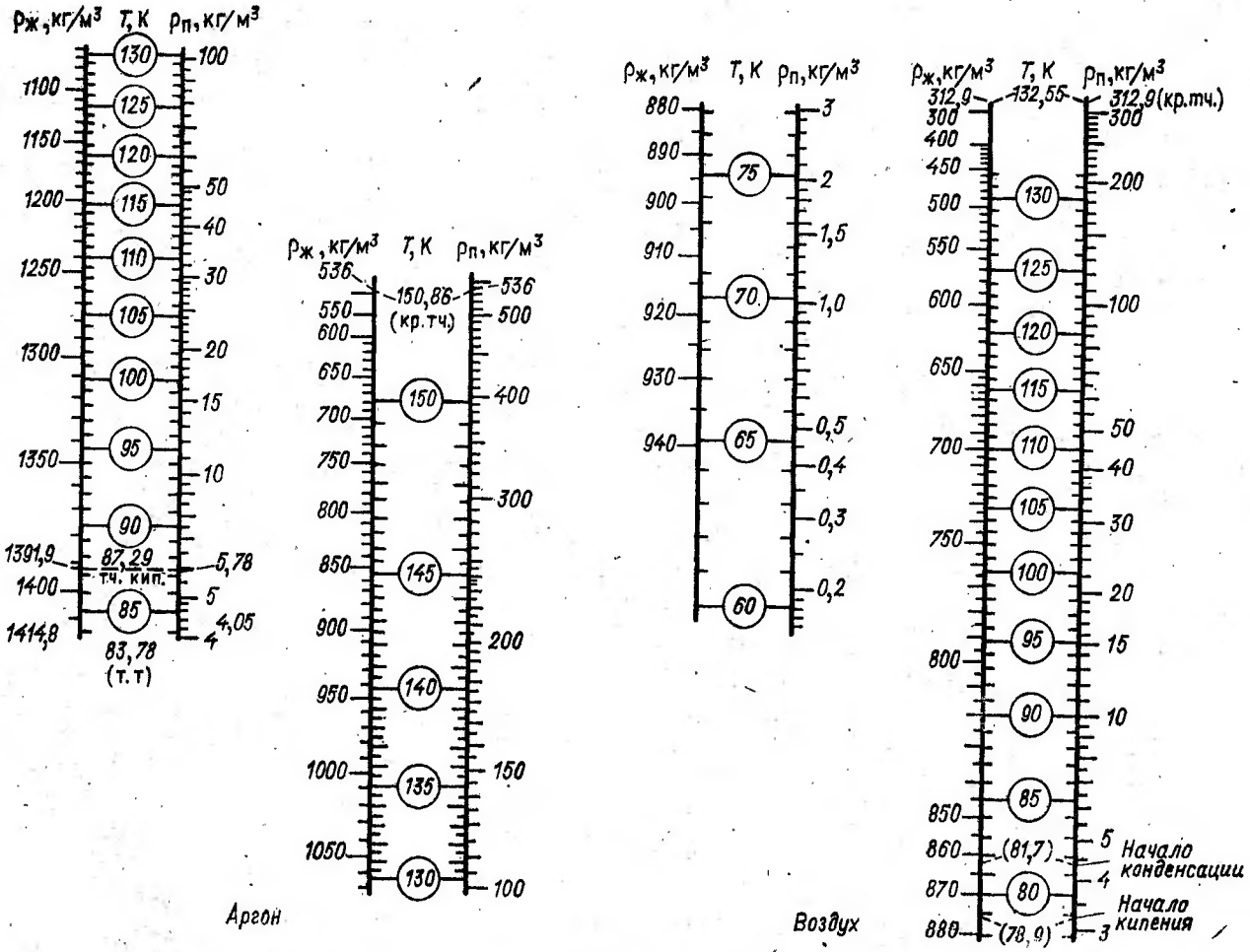


Рис. П.4. Плотность жидкого и газообразного аргона и воздуха на линии насыщения [84].

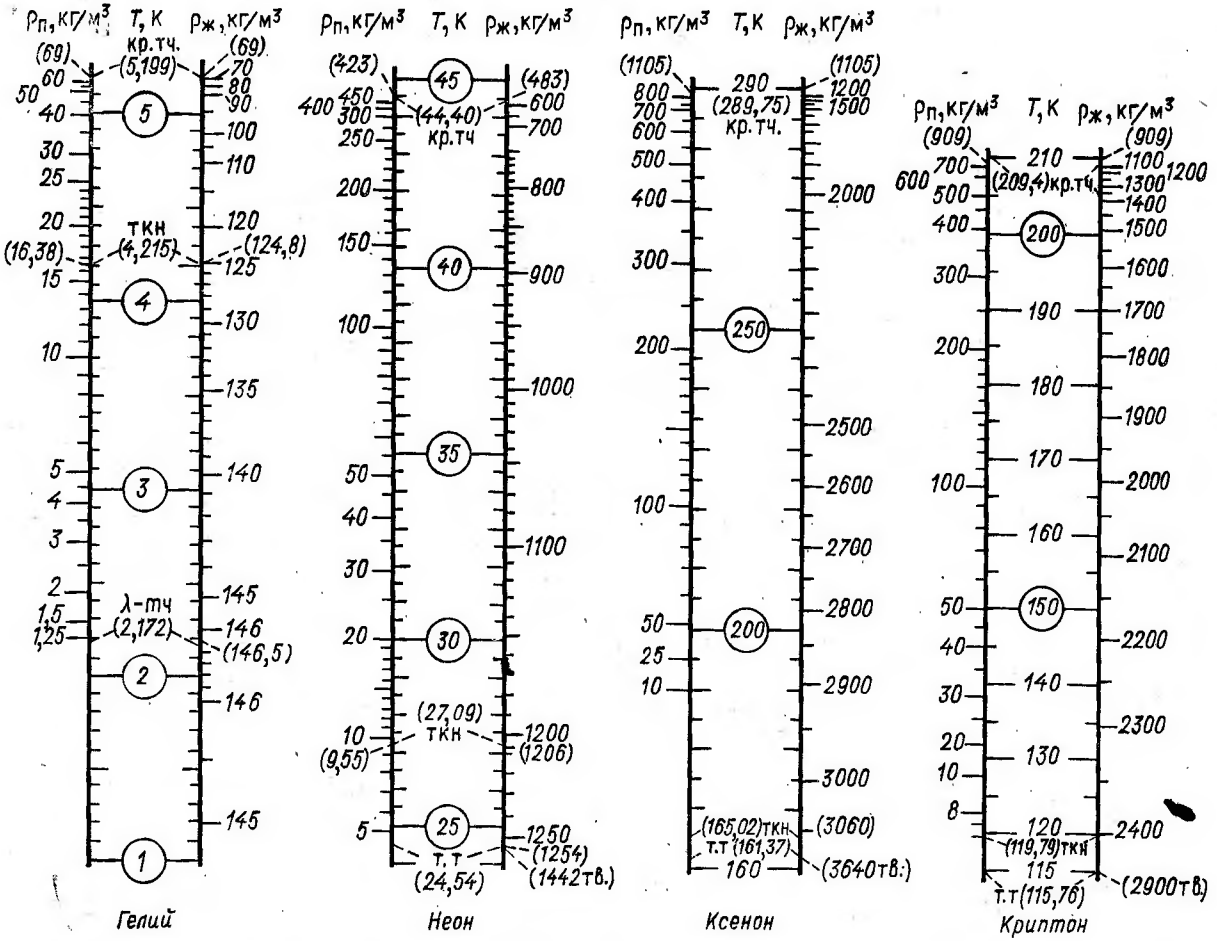


Рис. П.5. Плотность жидкого и газообразного гелия, неона, ксенона и криптона на линии насыщения [84].

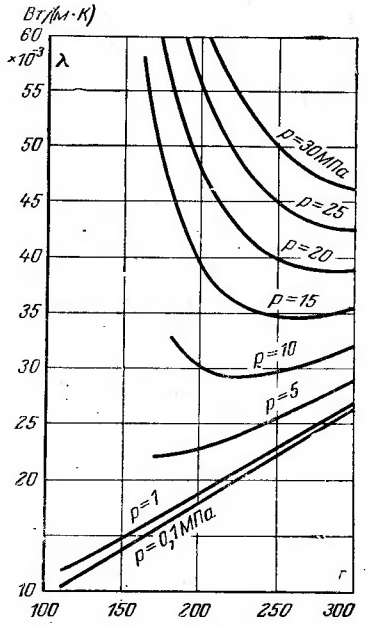


Рис. П.6. Зависимость теплопроводности газообразного воздуха от температуры и давления [110].

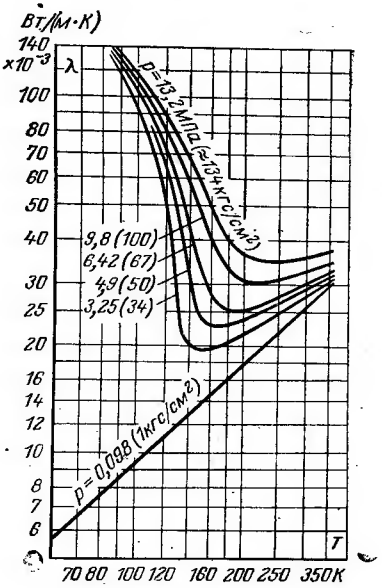


Рис. П.7. Зависимость теплопроводности газообразного азота от температуры и давления [84].

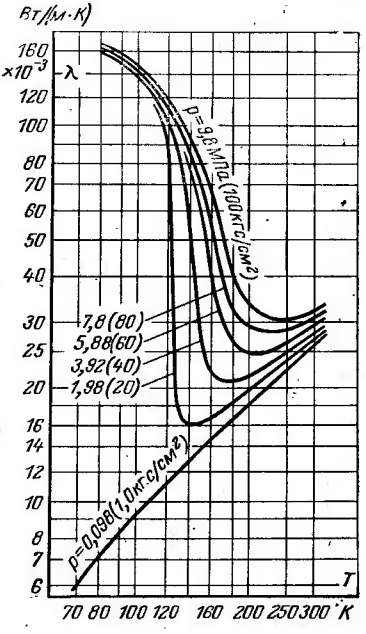


Рис. П.8. Зависимость теплопроводности газообразного кислорода от температуры и давления [84].

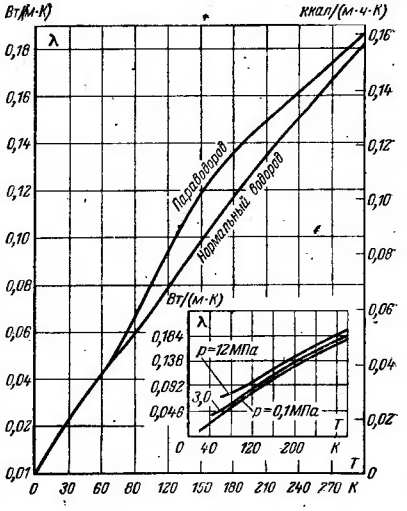


Рис. П.9. Зависимость теплопроводности газообразного нормального водорода и параводорода от температуры и давлеиия [97].

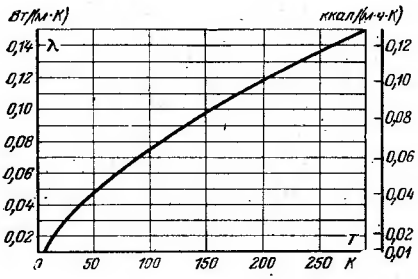


Рис. П.10. Теплопроводность газообразного гелия при $p=0{,}1$ МПа [97].

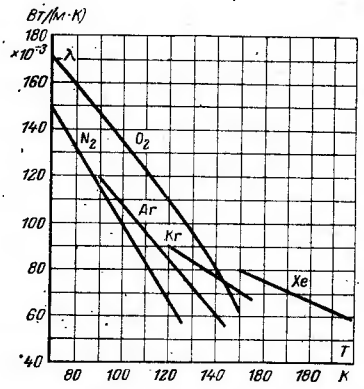


Рис. П.11. Зависимость теплопроводности некоторых ожиженных газов от температуры [84].

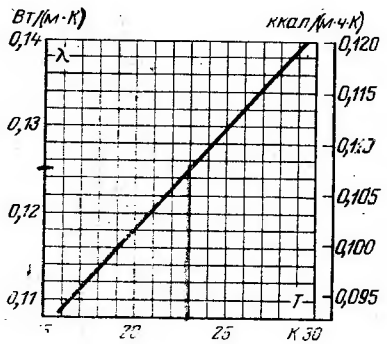


Рис. П.12. Теплопроводность жидкого водорода [97].

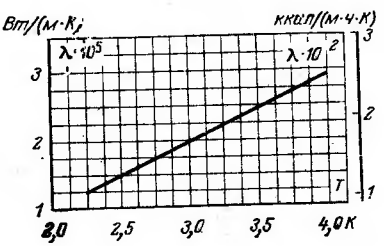


Рис. П.13. Теплопроводность жидкого гелия [88].

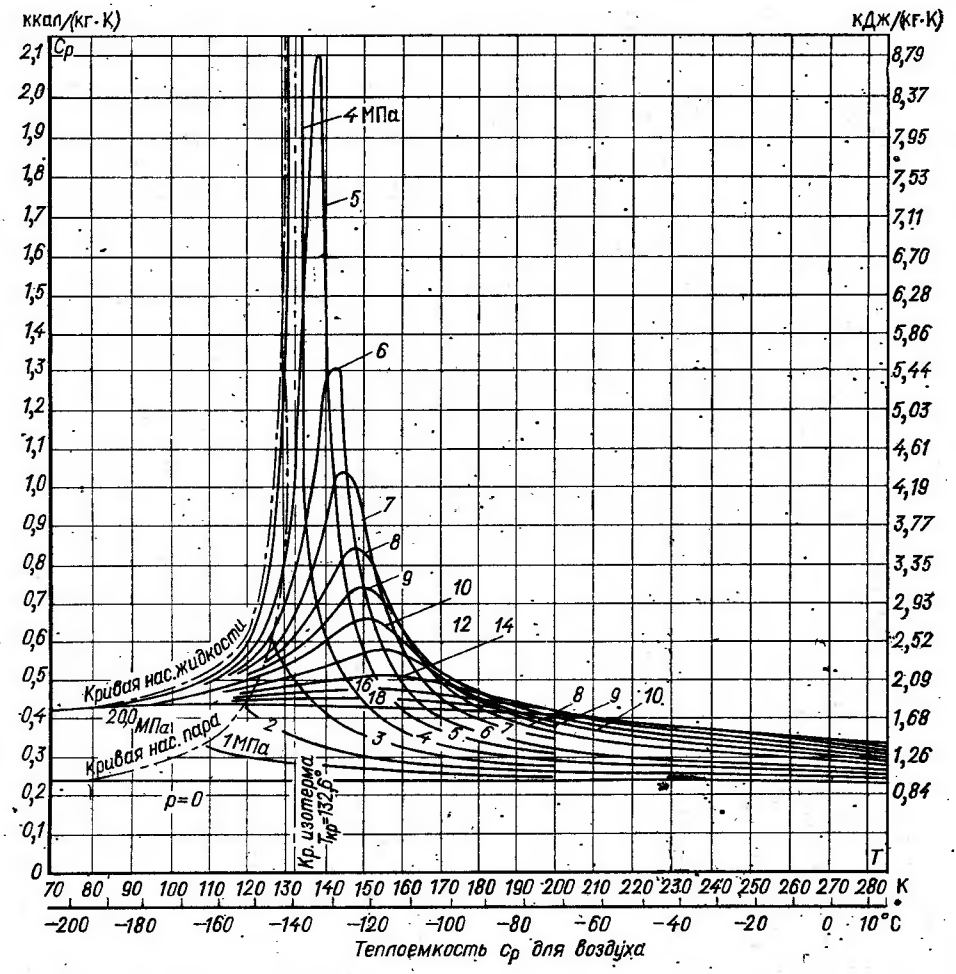
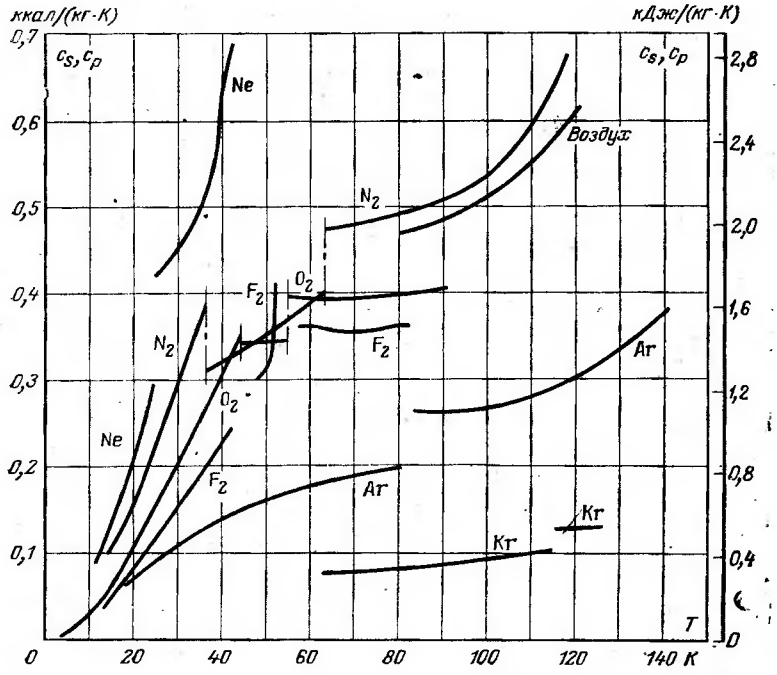


Рис. П.14. Теплоемкость газообразного воздуха при различных давлениях и температурах [97].



П.15. Теплоемкость иекоторых ожиженых газов [88].

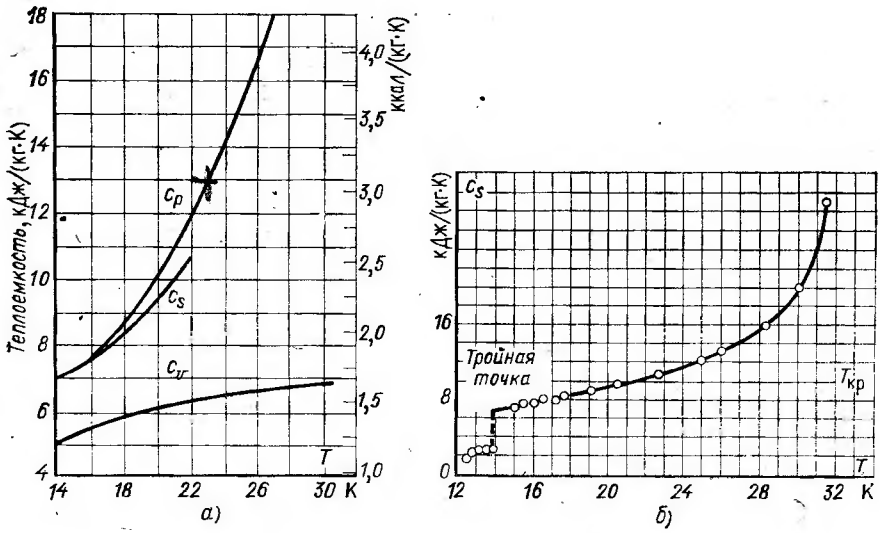


Рис. П.16. Теплоемкость жидкого водорода [97].
а — нормального водорода; *б* — жидкого и твердого параводорода.

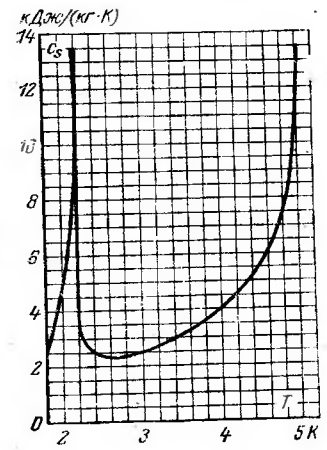


Рис. П.17. Зависимость теплоемкости жидкого гелия от температуры на линии насыщения [15].

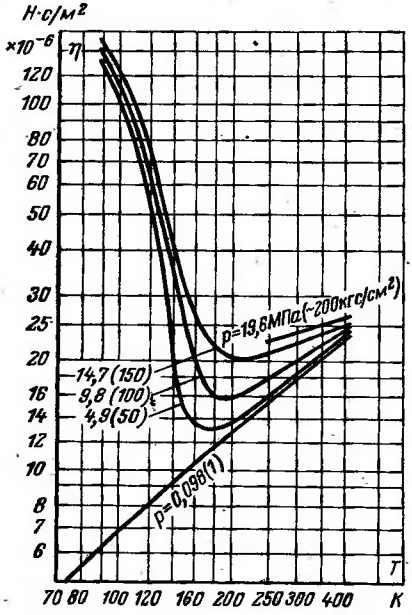


Рис. П.18. Зависимость вязкости η газообразного воздуха от давления и температуры [84].

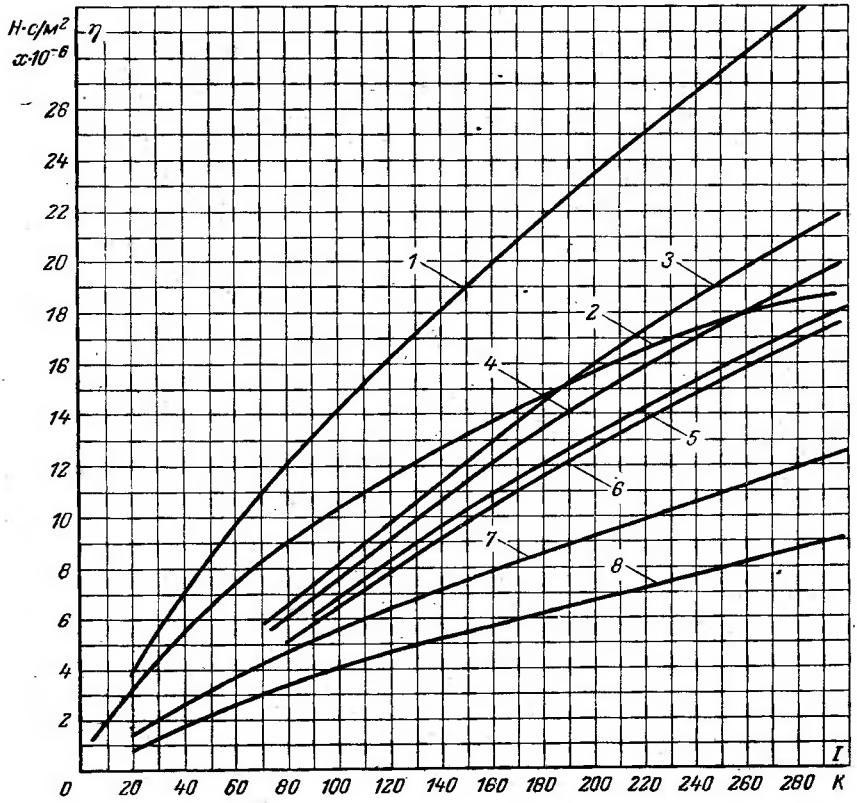


Рис. П.19. Зависимость вязкости η газов от температуры (p=0,1 МПа) [97].
1 — неон; *2* — гелий; *3* — аргон; *4* — кислород; *5* — воздух; *6* — азот; *7* — дейтерий; *8* — водород.

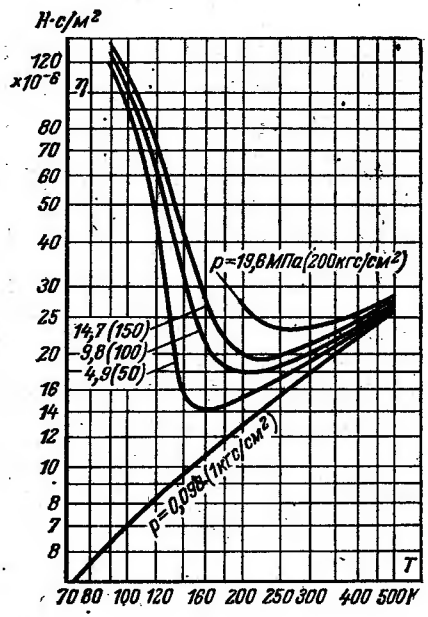


Рис. П.20. Зависимость вязкости η газообразного азота от давления и температуры [84].

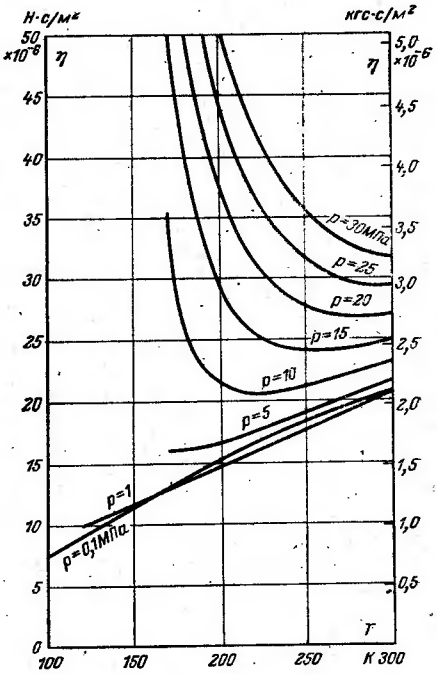


Рис. П.21. Зависимость вязкости η газообразного кислорода от давления и температуры [100].

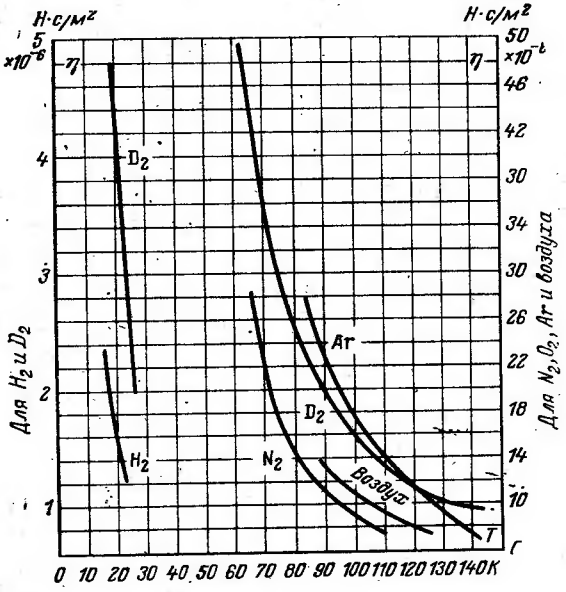


Рис. П.22. Зависимость вязкости η некоторых ожиженных газов от температуры [97].

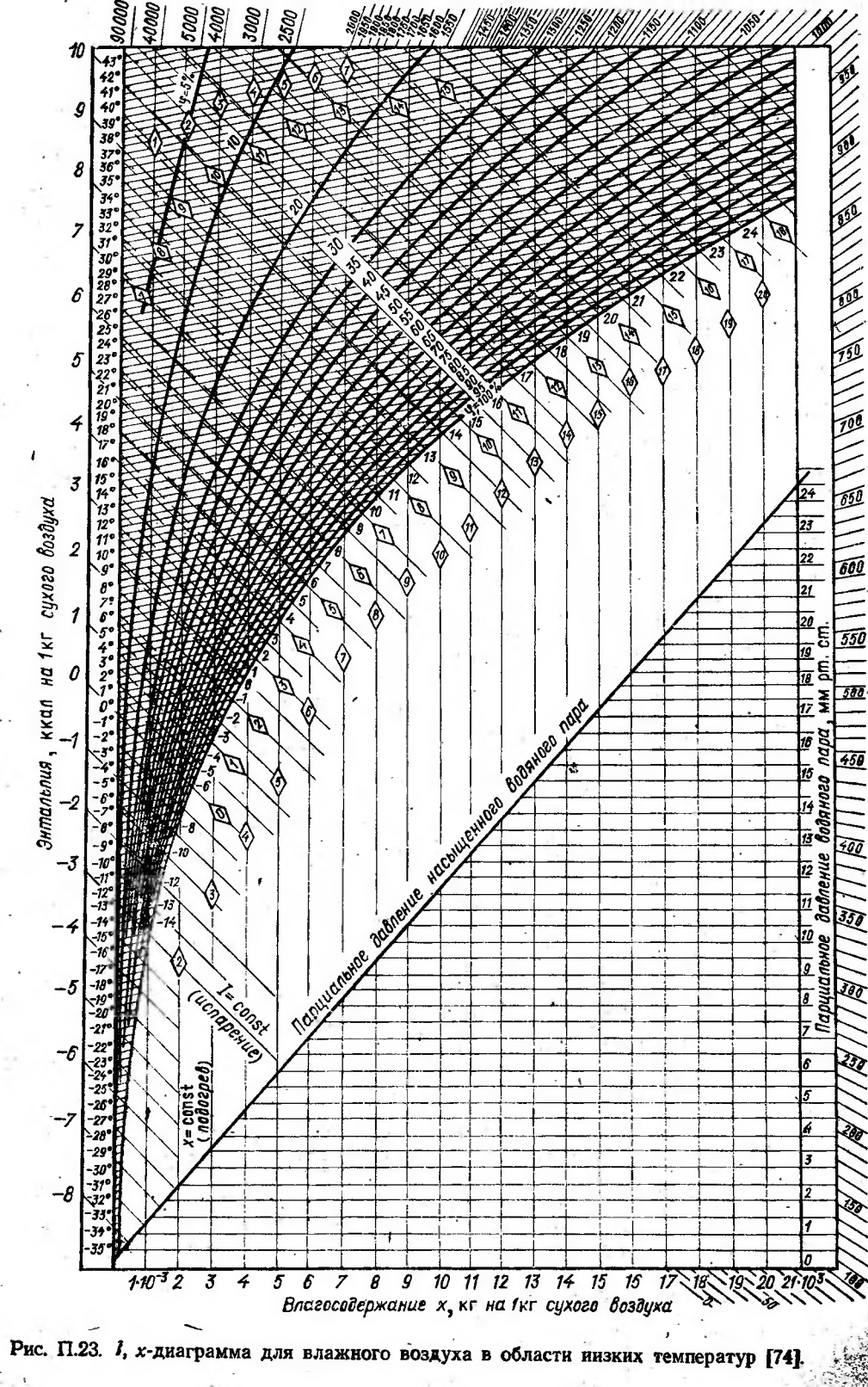


Рис. П.23. *I, x*-диаграмма для влажного воздуха в области низких температур [74].

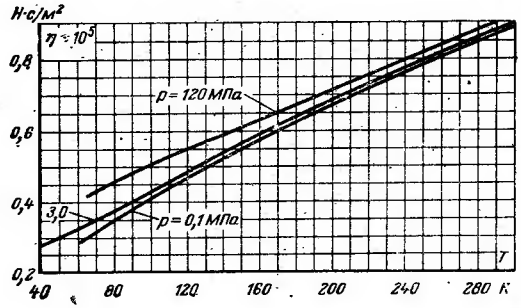


Рис. П.24. Зависимость вязкости η газообразного водорода от давления и температуры [97].

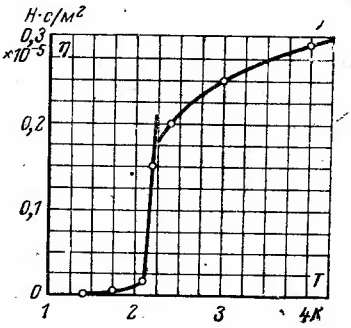


Рис. П.25. Зависимость вязкости η жидкого гелия от температуры [97].

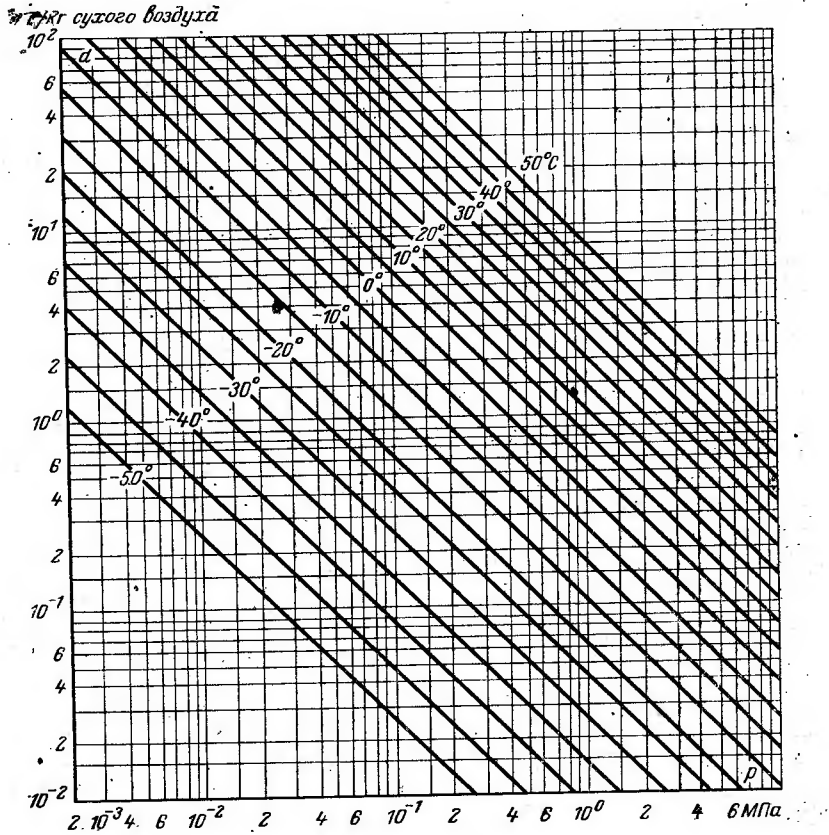


Рис. П.26. Содержание влаги в воздухе при различных давлениях и температурах (φ=100%) [100].

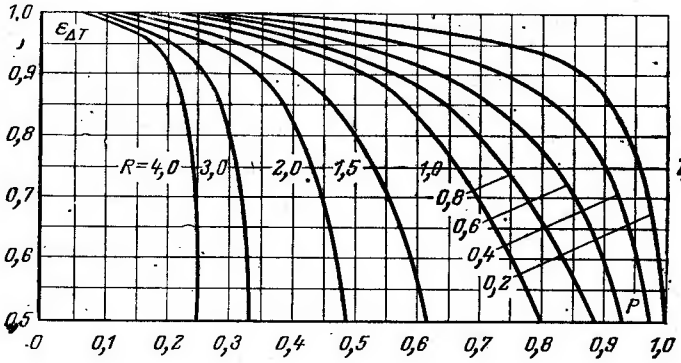


Рис. П.27. Поправка $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$.

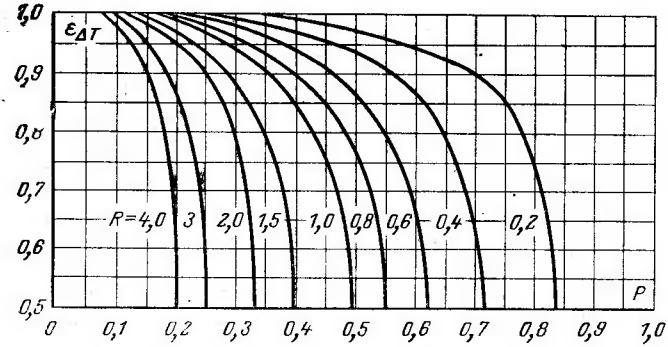


Рис. П.28. Поправка $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$.

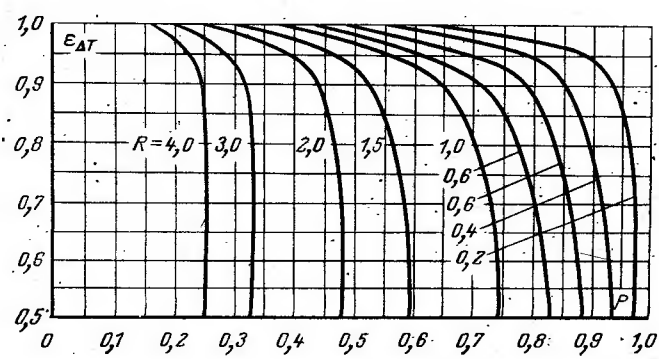


Рис. П.29. Поправка $\varepsilon_{\Delta T} = f(P, R)$.

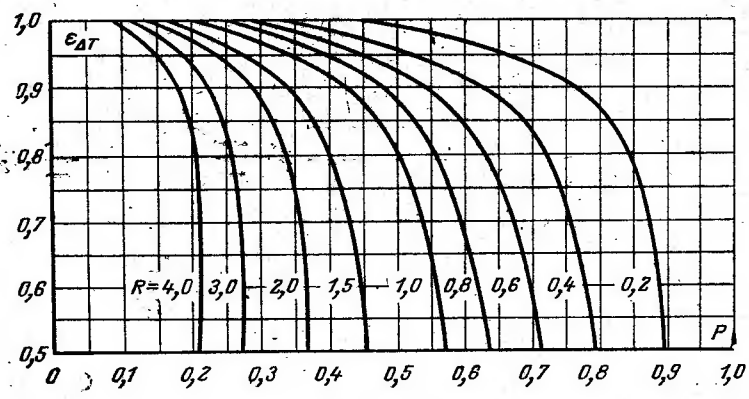


Рис. П.30. Поправка $\varepsilon_{\Delta T}=f(P, R)$.

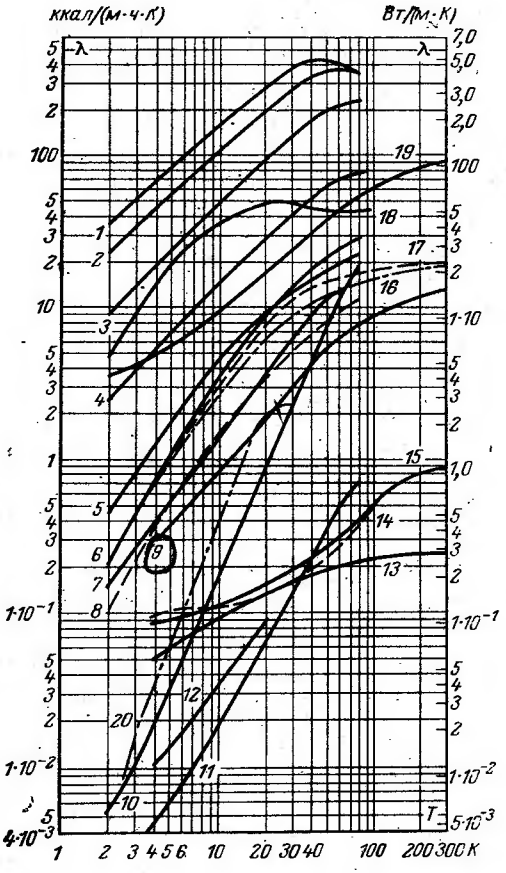


Рис. П.31. Зависимость теплопроводности некоторых технических материалов от температуры [88].

1 — медь М3 отожженная; *2* — медь неотожженная; *3* — купалой состава: 99,2% Cu, 0,61% Cr, 0,18% Ag; *4* — дюралюминий Д16 неотожженный; *5* — бронза фосфористая БрОФ 6,5—0,15 неотожженная; *6* — мельхиор НМ-81 отожженный; *7* — мельхиор НМ-81 неотожженный; *8* — манганин НММЦ неотожженный; *9* — сталь 12Х18Н9Т и сталь типа 18-8; *10* — графитер АУГ-4; *11* — графитер АУГ-3; *12* — нейлон; *13* — фторопласт-4; *14* — плавленый кварц; *15* — стекло; *16* — монель; *17* — константан; *18* — 50%-ный оловянно-свинцовый припой; *19* — латунь; *20* — сверхпроводящий сплав ниобий — олово, содержащий 70,5±0,5% Nb.

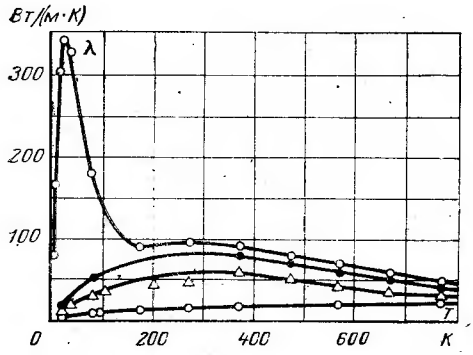


Рис. П.32. Зависимость теплопроводности железа и некоторых сталей от температуры.

○ — чистое железо; ● — углеродистая сталь (0,15% С); △ — углеродистая сталь (1% С); ◑ — аустенитная сталь марки 12Х18Н9Т.

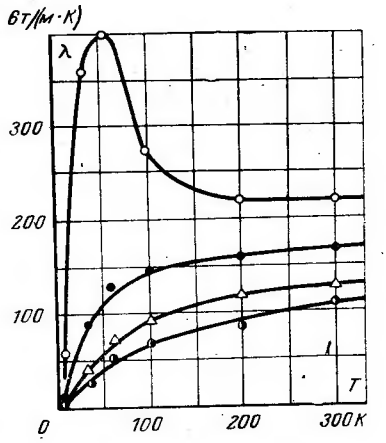


Рис. П.33. Зависимость теплопроводности алюминия и его сплавов от температуры.

○ — алюминий; ● — сплав АМц; △ — сплав АМг; ◑ — сплав Д16.

Список литературы

1. **Акопян А. А.** Химическая термодинамика. — М.: Энергия, 1963.—528 с.
2. **Анашкин О. А. и др.** Компактные высокоэффективные композиционные теплообменники. — Криогенное и кислородное машиностроение. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1974, № 3, с. 13—15.
3. **Андреев П. А., Гремилов Д. И., Федорович Е. Д.** Теплообменные аппараты ядерных энергетических установок. — Л.: Судостроение, 1969. — 352 с.
4. **Архаров А. М., Кузнецов Б. Г.** Процесс в регенераторе газовых холодильных машин. — Тр. МВТУ, 1972, вып. 149, с. 73—80.
5. **Архаров А. М., Марфенина И. В., Микулин Е. И.** Теория и расчет криогенных систем. — М.: Машиностроение, 1978.—416 с.
6. **Бабенко Е. А.** Исследование теплоотдачи сетчатых насадок регенераторов газовых холодильных машин. Автореф. дис. на сонск. учен. степени канд. техн. наук./ МВТУ. — М.: 1973.
7. **Бадылькес И. С.** Рабочие вещества и процессы холодильных машин. — М.: Госторгиздат, 1962.—280 с.
8. **Берд Р., Стьюарт В., Лайтфут Е.** Явления переноса: Пер. с англ./ Под ред. Н. М. Жаворонкова, В. А. Малюсова. — М.: Химия, 1974.—688 с.
9. **Берман Р.** Теплопроводность твердых тел: Пер. с англ./ Под ред. В. З. Кресина. — М.: Мир, 1979.—288 с.
10. **Бошнякович Ф.** Техническая термодинамика. Часть I: Пер. с нем./ Под ред. М. П. Вукаловича, В. А. Кириллина. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1956. — 438 с.
11. **Бошнякович Ф.** Техническая термодинамика. Часть II: Пер. с нем./ Под ред. М. П. Вукаловича, В. А. Кириллина. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1956.—255 с.
12. **Бродянский В. М.** Эксергетический метод термодинамического анализа — М.: Энергия, 1973.—296 с.
13. **Бродянский В. М., Калинина Е. И.** Разделение газовых смесей. — М.: Изд-во МЭИ, 1977.—90 с.

14. **Бурмистров В. В.** Исследование эффективности сетчатых насадок компактных регенераторов. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук/ МЭИ. — М.: 1973.

15. **Варгафтик Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. — 2-е изд. — М.: Наука, 1972. — 720 с.

16. **Вассерман А. А., Казавчинский Я. З., Рабинович В. А.** Теплофизические свойства жидкого воздуха и его компоиентов. — М.: Изд-во комитета стандартов. 1968.— 239 с.

17. **Вишиев И. П., Елухин Н. К., Мазаев В. И.** Теплоотдача при кипении в оросительных конденсаторах-испарителях. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1967, вып. 11, с. 23—28.

18. **Вишнев И. П., Елухин Н. К., Мазаев В. И.** Теплоотдача при кипении жидкого кислорода, стекающего пленкой. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1968, вып. 12, с. 12—21.

19. **Вукалович М. П., Новиков И. И.** Термодинамика. — М.: Машиностроение, 1972.—672 с.

20. **Герш С. Я.** Глубокое охлаждение. Часть I. — 3-е изд. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1957.—392 с.

21. **Герш С. Я.** Глубокое охлаждение. Часть II.—3-е изд. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1960.—495 с.

22. **Гиршфельдер Дж., Кертисс Ч., Берд Р.** Молекулярная теория газов и жидкостей: Пер. с англ./ Под ред. Е. В. Ступоченко. — М.: Изд-во иностр. лит., 1961.—932 с.

23. **Глизманенко Д. Л.** Получение кислорода. — М.: Химия. — 752 с.

24. **Гоголин А. А.** Охлаждение и осушка воздуха ребристыми поверхностями.— Сборник ВНИХИ, 1960, с. 1781.

25. **Гоголин А. А.** О наружном теплообмене пластинчатых поверхностей. — Холодильная техника, 1969, № 12, с. 11—16.

26. **Гомелаури В. И.** Влияние искусственной шероховатости на конвективный теплообмен. — Тр. Института физики АН ГССР, 1963, т. 9, с. 111—145.

27. **Григорьев В. А. и др.** Краткий справочник по теплообменным аппаратам. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1962.—256 с.

28. **Григорьев В. А., Крохин Ю. И.** Теплообмен при кипении в вертикальных щелевых каналах. — Тр. МЭИ, 1972, вып. 141, с. 58—68.

29. **Григорьев В. А., Павлов Ю. М., Аметистов Е. В.** Кипение криогенных жидкостей. — М.: Энергия, 1977.—289 с.

30. **Григорьев В. А., Крохин Ю. И., Алексеев Т. А.** Расчет теплообмена при конденсации бинарной смеси азот — кислород на ЭВМ. — Тр. МЭИ, 1979, вып. 441, с. 3—17.

31. **Густов В. Ф.** Кристаллизация и возгонка примесей воздуха в регенераторах воздухоразделительных установок. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1956, вып. 1, с. 30—35.

32. **Густов В. Ф.** Влияние некоторых факторов на кристаллизацию и возгонку примесей воздуха в регенераторах воздухоразделительных установок. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1959, вып. 2, с. 64—82.

33. **Густов В. Ф. и др.** Массообмен в двухпоточных регенераторах воздухоразделительных установок. — Информационный листок. Сер. ХМ-6. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1971, № 3(6).

34. **Даниленко Т. К.** Исследование процесса теплообмена в компактных криогенных теплообменниках с учетом продольной теплопроводности. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук./ МВТУ. — М.: 1978.

35. **Данилова Г. Н. и др.** Теплообменные аппараты холодильных установок. — Л.: Машиностроение, 1973.—328 с.

36. **Дилевская Е. В.** Криогениые микротеплообменники. — М.: Машиностроение, 1978.—168 с.

37. **Елухии Н. К., Иванов М. Е.** Выбор конструкции и расчет кондеисаторов для крупных кислородных установок. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1956, вып. 1, с. 37—45.

38. **Елухин Н. К., Старосвитский О. П.** Теплоотдача и гидравлическое сопротивление в дисковых насадках регенераторов. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1963, вып. 7, с. 73.

39. **Елухин Н. К., Черияева И. Н.** К вопросу об очистке воздуха от примесей в пластинчатых реверсивных теплообменниках. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1968, вып. 12, с. 128—144.

40. **Елухин Н. К., Журавлева И. Н., Черияева И. Н.** Тепломассообмен в пластинчато-ребристых теплообменниках воздухоразделительных установок. — В кн.: Исследование процессов, аппаратов и машин глубокого холода и криогенной техники. — Л.: ЛТИХП, 1968, с. 58—63.

41. **Журавлева И. Н., Елухин Н. К.** Пластинчато-ребристые теплообменники для воздухоразделительных устаиовок. — Кислородное и автогенное машиностроение, 1965, вып. 3, с. 48—59.

42. **Журавлева И. Н., Елухин Н. К.** Уравнение распределения температур в ребре и иекоторые особенности расчета трехпоточных пластинчато-ребристых теплообменников. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1967, вып. 11, с. 56—70.

43. **Журавлева И. Н., Елухин Н. К.** Результаты экспериментального исследования пластинчато-ребристых теплообменников. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1967, вып. 11, с. 46—55.

44. **Идельчик Н. К. Справочник по гидравлическим сопротивлениям.** — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1960.—464 с.

45. **Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С.** Теплопередача. — 3-е изд. — М.: Энергия, 1975.—488 с.

46. **Исаченко В. П.** Теплообмен при конденсации. — М.: Энергия, 1977.—240 с.

47. **Каганер М. Г.** Тепломассообмен в низкотемпературных теплоизоляционных конструкциях. — М.: Энергия, 1979.—257 с.

48. **Карапетьянц М. Х.** Химическая термодинамика. — М. — Л.: Госхимиздат, 1953.—611 с.

49. **Кафаров В. В.** Основы массопередачи. — 2-е изд. — М.: Высшая школа, 1972.—496 с.

50. **Кэйс В. М., Лондон А. Л.** Компактные теплообменники. — 2-е изд.: Пер. с англ./ Под ред. Ю. В. Петровского. — М.: Энергия, 1967.—224 с.

51. **Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е.** Техническая термодинамика. — М.: Энергия, 1968.—472 с.

52. **Климейко А. П., Каневец Г. Е.** Расчет теплообменных аппаратов на электронных вычислительных машинах. — М.: Энергия, 1966.—272 с.

53. **Кузьменко И. Ф., Густов В. Ф.** Определение условий незабиваемости реверсивных теплообменников воздухоразделительных установок. — Информационный листок. Сер. ХМ-6. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1970, № 1(3), с. 13—15.

54. **Кузьменко И. Ф., Орлов В. К., Волкова А. Н.** Расчет многопоточных пластинчато-ребристых теплообменников на ЭЦВМ. — Тр. НПО «Криогенмаш», 1974, вып. 14, с. 277—287.

55. **Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стюшин Н. Г.** Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. — М.: Высшая школа, 1977.—352 с.

56. **Лабунцов Д. А.** О влиянии конвективного переноса тепла и сил инерции на теплообмен при ламинарном течении конденсатной пленки. — Теплоэнергетика, 1956, № 12, с. 47—50. Теплоотдача при пленочной конденсации чистых паров на вертикальных поверхностях и горизонтальных трубах. — Теплоэнергетика, 1957, № 7, с. 72—80. Теплообмен при конденсации пара на вертикальной поверхности в условиях турбулентного стекания пленки конденсата. — ИФЖ, 1960, т. 3, № 8, с. 3—12.

57. **Лабуицов Д. А.** Обобщенные зависимости для теплоотдачи при пузырьковом кипении жидкости. — Теплоэнергетика, 1960, № 5, с. 79—81. Приближенная теория теплообмена при развитом пузырьковом кипении. — Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1963, № 1, с. 58—71.

58. **Микулин Е. И.** Криогенная техника. — М.: Машиностроение, 1969.—272 с.

59. **Микулин Е. И., Шевич Ю. А.** Экспериментальное исследование теплообмена в сетчатых матрицах. — ИФЖ, 1972, т. XXII, № 6, с. 1116—1117.

60. **Микулин Е. И., Шевич Ю. А.** Теплоотдача и сопротивление в сетчатых насадках. — В кн.: Техника низких температур. — Л.: ЛТИХП, 1971, с. 70—78.

61. **Микулин Е. И., Шевич Ю. А.** Исследование процессов теплоотдачи в сетчатых насадках регенераторов. — Криогенное, кислородное машиностроение, 1972, № 3, с. 5—6.

62. **Микулин Е. И., Шевич Ю. А., Потапов В. Н.** Теплообмен и сопротивление в матричных теплообменниках. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1979, № 3, с. 21—22.

63. **Микулин Е. И., Шевич Ю. А., Потапов В. Н.** Исследование эффективности перфорированных пластин матричных теплообменников. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1979, № 5, с. 13—15.

64. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977.—344 с.

65. **Нариискнй Г. Б.** Исследование равновесия жидкость — пар в системе аргон — азот — ЖФХ, 1966, т. 40, № 9, с. 2022—2029; 1967, т. 41, № 7, с. 1608—1614.

66. **Нариискнй Г. Б.** Равновесие жидкость — пар в системах кислород — аргон, аргон — азот и кислород — аргон — азот. — Тр. ВНИИКИМАШ, 1967, вып. 11, с. 3—45; 1969, вып. 13, с. 110—142.

67. **Нариискнй Г. Б.** Ректификация воздуха. — М.: Машиностроение, 1978.—248 с.

68. **Орлов В. К., Сухов В. И., Позняк В. Е.** Гидродинамическая работа конденсаторов-испарителей воздухоразделительных установок. — В кн.: Взрывобезопасность воздухоразделительных установок. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1969, с. 38—41.

69. **Орлов В. К., Позняк В. Е.** Циркуляция кислорода в трубчатых и пластинчатых конструкциях конденсаторов-испарителей. — Тр. НПО «Криогенмаш», 1973, вып. 15, с. 82—85.

70. **Орлов В. К., Позняк В. Е., Шевякова С. А.** Основные положения расчета и

проектирования трубчатых и пластинчатых конденсаторов-испарителей ВРУ. — Экспресс-информация. Сер. ХМ-6, 1973, № 1, с. 3—5.

71. **Орлов В. К. и др.** Теплообмен при кипении и циркуляции кислорода в трубчатых и пластинчатых конструкциях конденсаторов-испарителей воздухоразделительных установок. — В кн.: Вопросы современной криогеники. — М.: Машиностроение, 1975, с. 148—164.

72. **Орлов В. К., Шевякова С. А., Валеев Г. Н.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в слоистых теплообменниках из перфорированных пластин. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1978, № 8, с. 10—11.

73. **Оцисик М., Фраас А.** Расчет и конструирование теплообменников. — М.: Атомиздат, 1971.—342.

74. **Перри Дж.** Справочник инженера-химика. Т. 1: Пер. с англ./ Под ред. Н. М. Жаворонкова, П. Г. Романкова. — Л.: Химия, Ленинград. отд-ние, 1969.—640 с.

75. **Петровский Ю. В., Фастовский В. Г.** Современные эффективные теплообменники. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1962.—256 с.

76. **Петухов Б. С.** Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. — М.: Энергия, 1967.—412 с.

77. **Пластинчатые** теплообменники воздухоразделительных установок/ В. Ф. Густов и др. — Криогенное и кислородное машиностроение, обзорная информация. Сер. ХМ-6. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1972, 35 с.

78. **Позняк В. Е. и др.** Экспериментальное исследование истинного паросодержания в двухфазном адиабатном потоке кислорода. — Теплоэнергетика, 1971, № 1, с. 31—35.

79. **Потапов В. Н.** Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления в матричных теплообменниках из перфорированных пластин. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук/ МВТУ. — М.: 1980.

80. **Примеры** расчетов установок глубокого охлаждения/ Под ред. С. С. Будневича. — Л.: Машиностроение, 1972.—288 с.

81. **Расчет** криогенных установок/ Под ред. С. С. Будневича. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1979.—367 с.

82. **Ройзен Л. И., Дулькин И. Н.** Тепловой расчет оребренных поверхностей. — М.: Энергия, 1977.—256 с.

83. **Рид Р., Шервуд Т.** Свойства газов и жидкостей: Пер. с англ./ Под ред. В. Б. Когана. — Л.: Химия, 1972.—702 с.

84. **Разделение** воздуха методом глубокого охлаждения. — 2-е изд. т. I/ Под ред. В. И. Епифановой и Л. С. Аксельрода. — М.: Машиностроение, 1973.—472 с.

85. **Разделение** воздуха методом глубокого охлаждения. — 2-е изд., т. II/ Под ред. В. И. Епифановой и Л. С. Аксельрода. — М.: Машиностроение, 1973.—568 с.

86. **Светлов Ю. В.** Конвективный теплообмен в дисковых насадках. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1970, № 6, с. 18.

87. **Светлов Ю. В., Усюкин И. П., Елухин Н. К.** Теплообмен и гидродинамика в дисковых насадках регенераторов воздухоразделительных установок. — В кн.: Техника низких температур. — М.: Машиностроение, 1974, с. 126—160.

88. **Справочник** по физико-техническим основам криогеники/ Под ред. М. П. Малкова. — М.: Энергия, 1973.—392 с.

89. **Столпер М. Б., Пручкина Ф. М.** Расчет на ЭВМ регенераторов воздухоразделительных установок. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1969, № 12, с. 68—71.

90. **Столпер М. Б., Наринский Г. Б.** Исследование сопротивления регенераторов с дисковой насадкой крупных воздухоразделительных установок. — В кн.: Аппараты и машины кислородных и криогенных установок. — М.: 1974, вып. 14, с. 209—216.

91. **Стюшин Н. Г.** К расчету интенсивности теплообмена при кипении в условиях вынужденного движения жидкости. — Тр. МИХМ, 1972, вып. 42, 43—48.

92. **Суслов А. Д.** Методы исследования и расчета машин со встроенными теплообменными аппаратами. — Тр. МВТУ, 1969, вып. 132, с. 21—28.

93. **Суслов А. Д., Глухов С. Д., Полтараус В. Б.** Потери от недорекуперации во встроенном регенераторе. — В кн.: Вопросы современной криогеники. — М.: Внешторгиздат, 1975, с. 267—273.

94. **Сухов В. И., Орлов В. К., Шевякова С. А.** Исследование теплообмена при кипении кислорода и конденсации азота в пластинчато-ребристом аппарате. — Кислородная промышленность, 1971, № 1, с. 35—43.

95. **Таран В. М., Шайд И. М.** Метод расчета трехпоточных теплообменников. — Тр. ОТИХП, 1962, т. XI, с. 11—15.

96. **Теплопередача** при низких температурах/ Под ред. У. Фроста. — Пер. с англ./ Под ред. Н. А. Анфимова. — М.: Мир, 1977.—392 с.

97. **Техника** низких температур. — 2-е изд./ Под ред. Е. И. Микулина, И. В. Марфениной, А. М. Архарова. — М.: Энергия, 1975. — 512 с.

98. **Туманов А. И., Густов В. Ф.** Теплообмен в регенераторах воздухоразделительных установок. — В кн.: Аппараты и машины кислородных установок, 1965, вып. 10, с. 69—73.

99. **Успехи теплопередачи (сборник статей):** Пер. с англ. — М.: Мир, 1970.— 360 с.

100. **Усюкин И. П.** Установки, машины и аппараты криогенной техники. — М.: Пищевая промышленность, 1976.—344 с.

101. **Фастовский В. Г., Петровский Ю. В., Ровинский А. Е.** Криогенная техника. — М.: Энергия, 1974.—496 с.

102. **Фастовский В. Г., Ровинский А. Е.** Исследование теплоотдачи в спиральном канале. — Теплоэнергетика, 1957, № 1, с. 39—41.

103. **Федоткин И. Ш.** О потерях напора при выходе двухфазного потока из труб. — Изв. вузов. Энергетика, 1966, № 8.

104. **Холодильная техника.** Энциклопедический справочник. Т. 1.—М.: Госторгиздат, 1960.—544 с.

105. **Шашков А. Г., Абраменко Т. Н.** Теплопроводность газовых смесей. — М.: Энергия, 1970.—288 с.

106. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. — 5-е изд.: Пер. с нем./ Под ред. Л. Г. Лойцянского. — М.: Энергия, 1969.—744 с.

107. **Шорин С. Н. и др.** Исследование теплопереноса при кипении циркулирующей криогенной жидкости в вертикальных каналах. — Тр. НПО «Криогенмаш», 1973, вып. 15, с. 15—26.

108. **Шпильрайн Э. Э., Кессельман П. М.** Основы теории теплофизических свойств веществ. — М.: Энергия, 1977.—248 с.

109. **Чернышева Е. А., Алексеенко Л. В., Туманов А. И.** Расчет теплового режима регенераторов с переменными параметрами газов и насадки. — В кн.: Аппараты и машины кислородных и криогенных установок, 1971, вып. 13, с. 184—190.

110. **Чернышева Е. А. и др.** Гидравлическое сопротивление уплотненных сетчатых насадок регенераторов ХГМ. — Экспресс-информация. Сер. ХМ-6. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1965, № 6.—12 с.

111. **Юдин В. Ф. и др.** Обобщение опытных данных о конвективном теплообмене при поперечном омывании пучков труб с поперечным ленточным и шайбовым оребрением. — Тр. ЦКТИ, 1968, вып. 82, с. 108—134.

112. **Я. де Бур.** Введение в молекулярную физику и термодинамику: Пер. с англ./ Под ред. И. А. Яковлева. — М.: Изд-во иностр. лит., 1962.—280 с.

113. **Heat transfer with nitrogen boiling in capillaries/ V. I. Antipov e. a.** Proc. of the XIV international congress of refrigeration. Progress in refrigeration science and technology, 1978, vol. 11, p. 337—350.

Оглавление

Предисловие 3
Введение 5
Глава первая. **Теплофизические свойства веществ при низких температурах** 13
1.1. Газы 13
1.2. Влажный воздух 24
1.3. *I*, *d*-диаграмма влажного воздуха 27
1.4. Жидкости 34
1.5. Примеры расчетов свойств веществ 36
Глава вторая. **Рекуперативные теплообменные аппараты** 38
2.1. Классификация 39
2.2. Расчет теплообменных аппаратов. Уравнения теплового баланса и теплопередачи 42
2.3. Коэффициент теплопередачи 45
2.4. Средний температурный напор 50
2.5. Соотношение между эффективностью теплообменника $\varepsilon_т$ и числом единиц переноса (ЧЕП) 59
2.6. Гидравлический расчет теплообменных аппаратов 61
2.7. Прямотрубные теплообменные аппараты 63
2.8. Витые теплообменные аппараты 81
2.9. Пластинчато-ребристые теплообменники 96
2.10. Слоистые теплообменники из сеток и перфорированных пластин . . 112
2.11. Теплообменники типа «труба в трубе» и теплообменники из спаянных труб 118
2.12. Конденсаторы-испарители 119
2.13. Задачи стендовых испытаний и ремонт теплообменников 144
2.14. Примеры расчета рекуперативных теплообменников 146
Глава третья. **Регенеративные теплообменные аппараты** 157
3.1. Принцип действия и устройство регенераторов 158
3.2. Сравнение регенераторов с рекуператорами 166
3.3. Температурный режим работы регенераторов 167
3.4. Оценка эффективности регенератора 173
3.5. Теплопередача в регенераторах 175
3.6. Гидравлические сопротивления в регенераторах 177
3.7. Очистка воздуха от примесей в регенераторах воздухоразделительных установок 180
3.8. Примеры расчета регенераторов 190
Глава четвертая. **Низкотемпературная ректификация** 196
4.1. Гомогенные бинарные смеси 198
4.2. Гетерогенные бинарные смеси 203
4.3. Непрерывное испарение 215
4.4. Непрерывная конденсация 218
4.5. Ректификация бинарной смеси 221
4.6. Число тарелок ректификационной колонны 228
4.7. Принципиальные схемы ректификационных аппаратов 238
4.8. Конструкции ректификационных колонн 253
4.9. Гидравлический расчет ректификационных колонн с ситчатыми тарелками 259
4.10. Примеры расчетов ректификационных колонн 266
Глава пятая. **Конструкционные материалы и тепловая изоляция** 271
5.1. Механические свойства металлов и сплавов 271
5.2. Теплопроводность конструкционных материалов при низких температурах 274
5.3. Низкотемпературная тепловая изоляция 275
Приложение 283
Список литературы 307