621.56/59
С-59

Е. Я. Соколов
В. М. Бродянский

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА И ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

Для студентов вузов



621.565(075.8)
С59

Е. Я. Соколов,
В. М. Бродянский

Читальный
зал №1

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА И ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ ДЛЯ ВУЗОВ

896089

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА
Киевского Ордена Ленина
Политехнического Института

МОСКВА ЭНЕРГОИЗДАТ 1981

ББК 31.31
С59
УДК 621.59.01(075.8)

Рецензент В. В. Сычев

Соколов Е. Я., Бродянский В. М.

С59 Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов.— 2-е изд., перераб. — М.: Энергоиздат, 1981. — 320 с., ил.

В пер.: 1 р. 30 к.

В книге с единых термодинамических позиций рассмотрены все виды трансформаторов тепла — холодильные, криогенные и теплонасосные установки. Проведен анализ их энергетических показателей, описаны схемы установок, даны исходные уравнения и примеры расчетов. По сравнению с первым изданием (1968 г.) по-новому систематизирован материал, усовершенствованы методы анализа, обновлен иллюстративный материал.

Для студентов энергетических вузов и факультетов, а также для инженеров-энергетиков, работающих в области трансформации тепла, холодильной и криогенной техники.

С 30302-569 / 051(01)-80 10-81 (Э). 2303000000. ББК 31.31
6П2.2

ЕФИМ ЯКОВЛЕВИЧ СОКОЛОВ,
ВИКТОР МИХАЙЛОВИЧ БРОДЯНСКИЙ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА И ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ

Редактор Н. М. Грачева
Редактор издательства Р. М. Ванничкина
Переплет художника Е. Н. Волкова
Технический редактор А. С. Давыдова
Корректор Г. А. Полонская
ИБ № 1531 («Энергия»)

Сдано в набор 29.04.81 Подписано в печать 16.09.81 Т-05300
Формат 70×100¹/₁₆ Бумага типографская № 1 Гарн. шрифта литературная
Печать высокая Усл. печ. л. 26 Уч.-изд. л. 27,74
Тираж 9000 экз. Заказ 1141 Цена 1 р. 30 к.

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

© Энергоиздат, 1981.

Предисловие

При подготовке и повышении квалификации инженеров — промышленных теплоэнергетиков и специалистов по низкотемпературной (холодильной и криогенной) технике необходимо обеспечить прочную связь между курсом технической термодинамики и специальными инженерными дисциплинами.

Практика показала, что лучший путь для решения этой задачи — введение курса «Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения». Он, с одной стороны, призван конкретизировать, «заземлить» теоретические положения термодинамики, а с другой — дать достаточно общую, но имеющую четкую инженерную ориентацию основу для подробного изучения ряда специальных курсов.

К таким спецкурсам относятся все те, в которых рассматриваются технические объекты, связанные с системами преобразования энергии, относящимися к трансформаторам тепла (или термотрансформаторам).

Основное назначение трансформаторов тепла — отвод его от теплоотдатчика на относительно низком температурном уровне и подвод к теплоприемнику на более высоком температурном уровне. Во всех таких системах в отличие от теплосиловых осуществляются не прямые, а обратные циклы (или другие, аналогичные им по назначению сочетания процессов). Соответственно важную роль в них играют различные процессы охлаждения.

Таким образом, трансформаторы тепла представляют собой устройства для осуществления функций, в термодинамическом плане обратных тем, для которых предназначены теплосиловые установки: они не вырабатывают энергию, а потребляют ее для получения определенного технологического или другого полезного эффекта.

К трансформаторам тепла относятся три группы установок: холодильные, криогенные и теплонасосные.

Холодильные установки (уровень отвода тепла $T_0 \geqslant 120$ К) определяют развитие многих ведущих отраслей народного хозяйства, в особенности связанных с хранением, переработкой и транспортированием пищевых и биологических продуктов.

Криогенные установки (уровень отвода тепла $T < 120$ К) оказывают существенное влияние на развитие электроники, радиотехники и электротехники. Сочетание криогенных установок с устройствами для ожижения, замораживания газов и разделения газовых смесей позволяет получать в промышленном масштабе в газообразном и жидком виде кислород, азот, водород, а также гелий и другие инертные газы.

Тепловые насосы при наличии источников дешевого низкопотенциального тепла могут обеспечить в ряде случаев экономичное теплоснабжение как промышленных объектов, так и жилых и общественных зданий.

В соответствии с этим перечнем специальные дисциплины, опирающиеся на курс «Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения», относятся в основном к специальностям 0308 (промышленная теплоэнергетика), 0529 (холодильные и компрессорные машины и установки) и 0579 (криогенная техника).

Использование трансформаторов тепла в промышленности, транспорте, сельском хозяйстве, научных исследованиях и в быту непрерывно возрастает.

Известно, что топливно-энергетический баланс страны зависит не только от экономичности выработки энергии, но и от технического уровня ее использования. Поскольку трансформаторы тепла всех трех перечисленных групп становятся все большими энергопотребителями, работа по их усовершенствованию играет все более существенную роль в экономии энергетических ресурсов. Авторы постоянно стремились в максимальной степени учитывать эту важную народнохозяйственную задачу.

Цель, которую поставили перед собой авторы при подготовке второго издания книги «Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения», осталась прежней: изложить с общих термодинамических позиций основы теории трансформаторов тепла. Для этого необходимо преодолеть традицию разного подхода к отдельным группам трансформаторов тепла и развить методику, разработанную в первом издании книги.

Время, прошедшее с выхода в свет первого издания (1968 г.), показало, что такой системный подход себя оправдал: он способствует лучшему пониманию как общих принципов, так и специфических особенностей каждой группы трансформаторов тепла.

С 1968 г. техника трансформации тепла, в особенности криогенная, значительно продвинулась вперед, усовершенствовались и термодинамические методы. Это потребовало серьезной переработки всех глав книги. Задача облегчалась тем, что за прошедшее время вышел ряд учебников и монографий и по технической термодинамике, и по трансформаторам тепла. К работам в области термодинамики относятся: курсы технической термодинамики В. А. Кириллина, В. В. Сычева, А. Е. Шейндлина [25] и Г. Д. Бэра [13], а также монографии В. М. Бродянского «Эксергетический метод термодинамического анализа» [7] и В. А. Кириллина, А. Е. Шейндлина, Э. Э. Шпильрайна «Термодинамика растворов» [26].

Непосредственно трансформаторам тепла посвящены недавно вышедшая книга В. С. Мартыновского «Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов» [31] и второе издание монографии Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера «Струйные аппараты» [41].

С 1968 г. накопился опыт преподавания курса «Основы трансформации тепла» в ряде политехнических и энергетических вузов страны. Было выпущено несколько учебных пособий по этой дисциплине, в том числе в МЭИ задачник А. В. Мартынова по курсу «Основы трансформации тепла и процессов охлаждения».

Все это потребовало не только существенной переработки содержания глав книги, но и некоторого изменения порядка их расположения.

Главы 2, 4—6 написаны Е. Я. Соколовым, гл. 7—10 — В. М. Бродянским; введение и гл. 1 — Е. Я. Соколовым и В. М. Бродянским; гл. 3 — Н. В. Калининым, за исключением § 3.3, составленного совместно с Л. Е. Медоваром и Е. Я. Соколовым.

Книга может быть использована не только как учебное пособие для студентов энергетических и политехнических вузов, но и для повышения квалификации инженеров, желающих расширить свои знания в области энергетических основ низкотемпературной и теплонасосной техники.

Авторы выражают глубокую благодарность доктору техн. наук, проф. В. В. Сычеву за ценную помощь и советы при рецензировании рукописи.

Авторы

Введение

0.1. НАЗНАЧЕНИЕ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Трансформаторами тепла (или термотрансформаторами) называются технические системы, в которых осуществляется отвод энергии в форме тепла от объектов с относительно низкой температурой к приемникам тепла с более высокой температурой. Такое преобразование, называемое в технике повышением потенциала тепла, не может, как следует из термодинамики, происходить самопроизвольно. Для повышения потенциала тепла необходима затрата внешней энергии того или иного вида: электрической, механической, химической, кинетической энергии потока газа или пара и др.

Процессы повышения потенциала тепла классифицируются [14] обычно в зависимости от положения температурных уровней: верхнего — теплоприемника $T_в$ и нижнего — теплоотдатчика $T_н$ по отношению к температуре окружающей среды $T_{о.с}$, принимаемой в большинстве случаев равной 20° С (293 К).

В том случае, когда температура теплоотдатчика ниже температуры окружающей среды $T_н < T_{о.с}$, а теплоприемника равна этой температуре $T_в = T_{о.с}$, осуществляющая отвод тепла система (трансформатор тепла) называется рефрижератором (класс R — от английского слова refrigeration — охлаждение).

При $T_в \geqslant T_{о.с}$ и $T_в > T_{о.с}$ соответствующий трансформатор тепла называется тепловым насосом* (класс H — от английского слова heat — тепло).

При $T_н < T_{о.с}$ и $T_н > T_{о.с}$ трансформатор тепла осуществляет обе функции — и рефрижератора, и теплового насоса; он называется комбинированным (класс RH).

В основном работа рефрижератора заключается в выработке холода, т. е. отводе в окружающую среду тепла от объектов, температура $T_н$ которых ниже температуры окружающей среды. В зависимости от уровня $T_н$ рефрижераторы делятся на две подгруппы: при $T_н \geqslant 120$ К соответствующие системы называются холодильными, при $T_н < 120$ К — криогенными**.

Теплонасосная система предназначена для использования тепла, отводимого от окружающей среды или другого низкопотенциального источника (например, отработавшей воды или пара), для бытового или технологического теплоснабжения — подвода тепла при $T_в > T_{о.с}$. Обычно $T_в$ не превышает 400—450 К, поскольку тепло более высокого потенциала, как правило, выгоднее получать при использовании химического или ядерного топлива.

На рис. 0.1 показаны характерные температурные зоны использования трансформаторов тепла различного назначения.

---

* Термин «тепловой насос» не отражает существа физических процессов в трансформаторе тепла, поскольку, как известно, тепло не материальная субстанция, которую можно «перекачивать». Как и аналогичные термины «теплоемкость» и «теплопроводность», он сложился под влиянием представлений о существовании невесомой тепловой субстанции — «теплорода», господствовавших в науке вплоть до XIX в.

** От греческих слов «крио» — холодный и «генос» — производить.

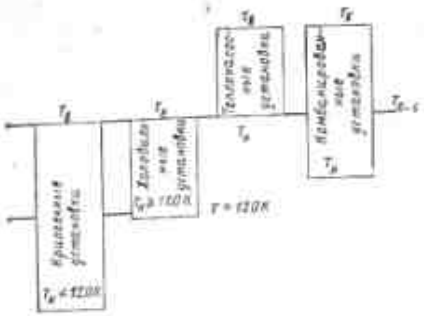


Рис. 0.1. Температурные зоны использования трансформаторов тепла различного назначения.

Теплоприемником — охлаждающей средой, к которой отводится тепло от охлаждаемого объекта, в рефрижераторных системах служит обычно окружающая среда (атмосферный воздух или вода), в теплонасосных и комбинированных системах отапливаемые помещения или обогреваемые элементы технологической аппаратуры.

Очевидно, что процессы во всех трансформаторах тепла трех описанных видов (R, H и RH) независимо от конкретной схемы должны моделироваться обратными термодинамическими циклами [13, 25]. В общем виде такие обратные циклы на T, s -диаграмме показаны на рис. 0.2.

Анализ диаграмм всех трех видов трансформаторов тепла показывает, что температурные границы циклов всегда шире интервала между температурами теплоотдатчика и теплоприемника. Это обусловлено требованиями внешнего теплообмена. В верхней части цикла, где тепло $Q_{о.с}$ или $Q_в$ отдается рабочим телом, его температура должна быть выше $T_{о.с}$ или $T_в$, в нижней, напротив, рабочее тело, получающее тепло Q_0 или $Q_{о.с}$, должно иметь температуру ниже $T_н$ или $T_{о.с}$. В этом обратные циклы существенно отличаются от прямых, у которых интервал изменения температур рабочего тела меньше разности температур источника и приемника тепла.

Процессы *1-2*, характеризуемый отводом тепла и уменьшением энтропии, *3-4*, характеризуемый подводом тепла и возрастанием энтропии, а также *2-3* и *4-1*, происходящие соответственно с понижением и повышением температуры рабочего тела, могут проводиться самыми разными способами и с использованием различных рабочих тел. Однако во всех случаях изменения энтропий и температур, перечисленные выше, неизбежно осуществляются.

Особое значение в трансформаторах тепла имеет процесс *2-3'*, связанный с понижением температуры до самой нижней точки цикла $T'_з$, его рассмотрению будет уделено в дальнейшем особое внимание. Наиболее простым эталоном цикла трансформатора тепла может служить обратный цикл Карно. Но на практике для трансформации тепла обычно используются другие циклы и процессы, существенно отличающиеся от цикла Карно. Причина этого не только в том, что систему, в которой бы протекал реальный цикл, близкий к циклу Карно, трудно реализовать на практике, но и в том, что существуют и другие циклы (в частности, с регенерацией), которые позволяют при прочих равных условиях обеспечить более высокую эффективность системы трансформатора тепла. Кроме того, некоторые процессы трансформации тепла, производимые, например, посредством полупроводниковых термоэлементов, протекают вообще без каких-либо циклов. Однако их конечные термодинамические показатели определяются, естественно, теми же значениями, что и для обратных циклов. Подробнее об этом сказано в следующих главах книги.

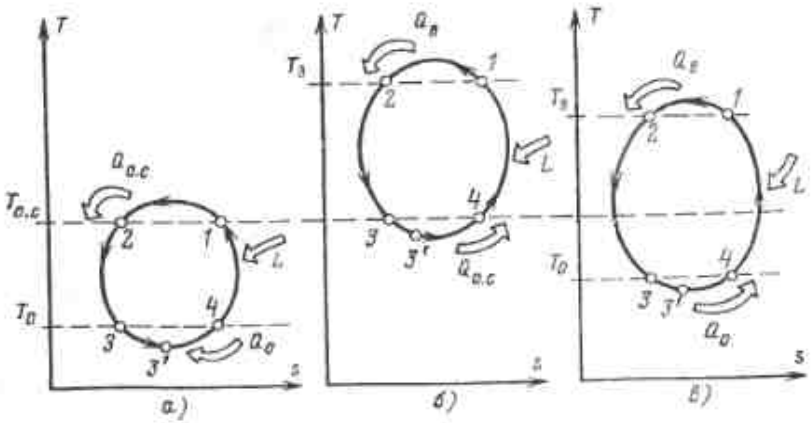


Рис. 0.2. Принципиальная схема циклов трансформаторов тепла на T, s-диаграмме. *а* — рефрижератор; *б* — тепловой насос; *в* — комбинированный трансформатор тепла.

0.2. ОБЛАСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

В настоящее время трансформаторы тепла различного назначения находят широкое и многообразное применение. Особое значение в промышленности, на транспорте, в сельском хозяйстве и в быту имеют рефрижераторные установки, т. е. трансформаторы тепла класса R, осуществляющие отвод тепла от объектов, температура которых ниже температуры окружающей среды.

До середины прошлого столетия единственными источниками охлаждения таких объектов были естественный холод и запасы льда. Иногда применялись охлаждающие смеси, получаемые из естественного водяного льда в смеси с какой-либо солью.

Появление в середине XIX в. технических методов получения искусственного холода путем трансформации тепла коренным образом изменило диапазон и масштабы использования низких температур.

Современные рефрижераторные установки позволяют отводить тепло при любых температурах, вплоть до близких к абсолютному нулю (—273, 15°С), и в таких количествах, которые обеспечивают нужды народного хозяйства и научных исследований.

Холод до 120 К, получаемый в холодильных установках, используется в самых различных целях, в том числе:

1) в сельском хозяйстве и пищевой промышленности — при заготовке и переработке скоропортящегося сырья, производстве и хранении продуктов, а также при сублимационной сушке;

2) в торговой сети, на предприятиях общественного питания и в быту — для хранения и транспортирования пищевых продуктов;

3) на производстве и в быту — для кондиционирования воздуха в производственных, общественных и жилых помещениях, т. е. для поддержания условий, обеспечивающих требования технологического процесса и благоприятно сказывающихся на самочувствии людей;

4) в технике водоснабжения — для опреснения морской и засоленной воды;

5) на железнодорожном и автомобильном транспорте — при перевозке скоропортящихся продуктов;

6) в морском и речном флоте — для замораживания и хранения рыбы и морских животных;

7) в медицинской, биологической и фармацевтической отраслях промышленности — при производстве и хранении биологических продуктов, а также при изготовлении лекарств, содержащих летучие вещества (пенициллин, стрептомицин, эфир, хлороформ и др.);

8) при производстве искусственного волокна и пластмасс — для поддержания заданной температуры процесса;

9) в парфюмерной промышленности — для хранения цветов и ароматических веществ;

10) в горной промышленности при проходке шахт и при строительстве плотин, подземных сооружений и туннелей — для замораживания водоносных грунтов и плывунов;

11) в медицине — для общего охлаждения при использовании гипотермии;

12) на спортивных сооружениях — для создания искусственных ледяных катков.

Во многих отраслях науки и промышленности применяются более низкие температуры (ниже 120 К), обеспечиваемые криогенными установками, в том числе:

1) в металлургии — для интенсификации процессов сталеплавления, а также выплавки чугуна, ферросплавов и цветных металлов посредством обогащения дутья кислородом, получаемым при низкотемпературной ректификации воздуха. В металлургии также используются технический кислород (газообразный и жидкий) и другие продукты ректификации воздуха, в частности аргон, — для удаления примесей и плавки в инертной среде;

2) в машиностроении — для получения путем низкотемпературной ректификации кислорода и инертных газов, необходимых для резки и сварки металлов. Обработка сталей холодом увеличивает их твердость и износоустойчивость, а также повышает тягучесть при тонком волочении. Низкие температуры используются также при дроблении вязких материалов и для создания натяга при сопряжении деталей;

3) в химической промышленности — при разделении газовых смесей, в частности воздуха, для получения кислорода и азота, для извлечения дейтерия из технического водорода. Криотемпературы используются также для конденсации паров, осушения газов, разделения сложных растворов, кристаллизации солей, регулирования направления и скорости химических реакций, хранения низкокипящих жидкостей;

4) в газовой промышленности — для разделения газовых смесей, в частности выделения гелия, а также для получения, хранения и транспортирования охлажденных и ожиженных природного и других газов;

5) в авиации и космонавтике — для получения топлива (например, жидкого водорода) и окислителей (например, жидкого кислорода), а также для обеспечения кислородом людей, работающих на большой высоте и в космосе;

6) в энергетике — для создания различных устройств (накопителей, генераторов, электродвигателей, линий электропередачи) с использованием криорезистивности — пониженного электросопротивления при низких температурах и сверхпроводимости;

7) в радиотехнике и электронной технике — для поддержания при низких температурах (криостатирования) электронных приборов элементов радиосистем, а также некоторых элементов счетно-решающих машин;

8) в медицине — для хирургического лечения различных заболеваний путем деструкции биологических тканей при низких температурах (криомедицина);

9) в научно-исследовательских учреждениях и лабораториях — для поддержания низкой температуры исследуемых тел, создания глубокого вакуума (вплоть до космического), изготовления приборов и установок для физических исследований, в том числе таких как ускорители элементарных частиц, пузырьковые камеры, «токамаки» и др.

Трансформаторы тепла, в которых осуществляются теплонасосные и комбинированные процессы, имеют пока относительно ограниченное применение.

В современных условиях тепловые насосы целесообразно использовать в некоторых случаях для отопления и горячего водоснабжения в районах, располагающих низкопотенциальными источниками тепла (например, морской водой при $t>0^{\circ}$C), в которых применение теплофикации экономически нецелесообразно. Это в основном жилые районы с небольшой расчетной тепловой нагрузкой ($Q=85\div 170$ МДж/с), а также районы с низкой плотностью тепловой нагрузки, ниже 0,027 кДж/(с·м^2) (одно- и двухэтажная застройка), в которых, как правило, применяется индивидуальное отопление от местных котельных или печей.

Кроме того, трансформаторы тепла класса RH могут найти применение в районах с жарким климатом (Средняя Азия и др.) в качестве установок для теплоснабжения в отопительный период и как холодильные установки в летний период для охлаждения воздуха. Трансформаторы тепла используются также в технологических установках химической, пищевой и других отраслей промышленности, где имеются процессы ректификации, сушки, сублимации и др., связанные с подогревом до температур не выше 400—500 К.

Комбинированные трансформаторы тепла используются в тех случаях, когда экономически выгодно сочетание нагрева и охлаждения в одной системе.

0.3. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Установки для трансформации тепла могут быть классифицированы по ряду признаков: по принципу работы, по характеру трансформации, по характеру протекания процессов во времени.

По принципу работы установки для трансформации тепла можно разделить на два вида: термомеханические системы, принцип работы которых основан на использовании процессов повышения и понижения давления какого-либо рабочего тела, и электромагнитные системы, принцип работы которых основан на использовании постоянных или переменных электрического или магнитного полей.

Установки первого вида, наиболее распространенные, в зависимости от способа повышения давления рабочего тела делятся на три группы: компрессионные, сорбционные и струйные.

Принцип работы компрессионных установок основан на повышении давления посредством механического или термического воздействия на рабочий агент.

Компрессионные установки делятся на парожидкостные, газожидкостные и газовые. В парожидкостных и газожидкостных установках агрегатное состояние агента в процессе работы изменяется (конденсация сжатого и испарение расширенного агента). В первом случае сжатие ведется при температурах ниже критической (в области пара) и близких к ней; во втором — при температурах, существенно превышающих критическую.

В газовых установках агрегатное состояние агента в процессе работы не изменяется, поскольку везде температура рабочего тела $T>T_{кр}$.

На рис. 0.3 на T, s-диаграмме показаны возможные агрегатные состояния индивидуального вещества. Между правой и левой пограничными кривыми выше температуры тройной точки $T>T_{т.т}$ (область $Ж+П$ вещество может существовать только в двухфазном состоянии (в виде парожидкостной смеси), причем на правой или левой пограничной кривой вещество переходит в однофазное состояние.

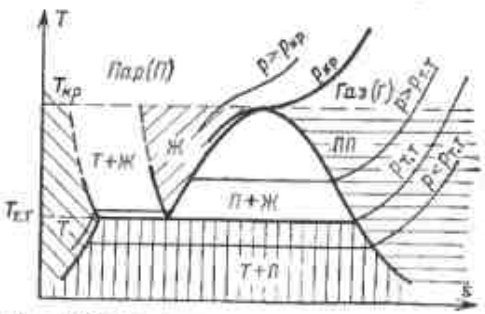


Рис. 0.3. Возможные агрегатные состояния вещества на T, s-диаграмме.

дит в однофазное состояние — сухой насыщенный пар или жидкость.

Между пограничными кривыми ниже температуры тройной точки $T<T_{т.т}$ (область $Т+П$) вещество может существовать только в виде двухфазной смеси пара и твердого тела. При этом на пограничных кривых вещество находится в однофазном состоянии: на правой кривой — пар, на левой — твердое тело. Между критической температурой $T_{кр}$ и правой пограничной кривой (область $ПП$) вещество находится в состоянии перегретого пара, при температуре выше критической $T>T_{кр}$ и давлении ниже критического $p<p_{кр}$ (область $Г$) — в состоянии газа; в этой области оно не может быть превращено в жидкость путем изотермического сжатия. При $T>T_{кр}$ и $p<p_{кр}$ (область $П$) вещества условно считаются в парообразном состоянии.

При температуре ниже критической $T<T_{кр}$ область левее левой пограничной кривой делится на три зоны: над пограничной кривой жидкости (область $Ж$) — зона жидкости; над изотермой тройной точки $T_{т.т}$ (область $Т+Ж$) — зона двухфазного состояния жидкость+твердая фаза; левее пограничной кривой твердого тела (область $Т$) — зона твердого тела.

Пользуясь диаграммой на рис. 0.3, можно показать область изменений агрегатного состояния всех трех типов трансформаторов тепла — парожидкостных, газожидкостных и газовых.

На рис. 0,4 на T, s-диаграмму нанесены температурные границы работы трансформатором тепла и области различных агрегатных состояний рабочего тела. Диаграмма *а* относится к парожидкостным установкам, *б* — к газожидкостным и *в* — к газовым.

Рабочие тела некоторых видов установок, относящихся к группам *а* и *б*, могут частично заходить и в область $T_н<T_{т.т}$.

Область работы трансформаторов тепла между $T_в$ и $T_н$ отмечена заштрихованной полосой в левой части диаграммы.

В компрессионных установках используется электрическая или механическая энергия.

В некоторых случаях, например в так называемых термомеханических компрессорах, сжатие осуществляется путем использования потока тепла при $T \gg T_{о.с}$.

Принцип работы сорбционных установок основан на повышении давления рабочего тела при последовательном осуществлении термохимических реакций поглощения (сорбции) рабочего агента соответствующим сорбентом с отводом тепла, а затем выделения (десорбции) рабочего агента из сорбента, сопровождаемого подводом тепла.

В этих установках используется свойство ряда пар веществ изменять температуру при адиабатном смешении (экзо- и эндотермическое

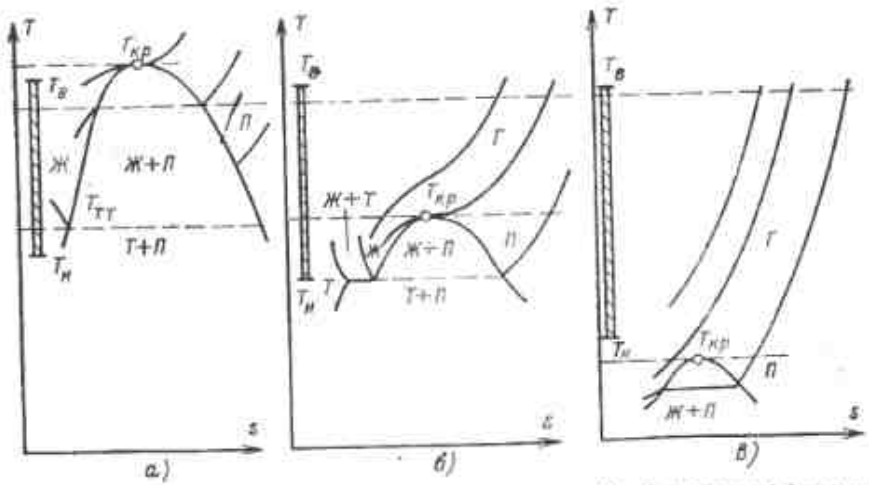


Рис. 0.4. Области парожидкостного (*а*), газожидкостного (*б*) и газового (*в*) компрессионных циклов на T, s-диаграмме.

ГТУ23—19

смешение) или соответственно выделять либо поглощать тепло в изотермических условиях.

С помощью процессов сорбции и десорбции в сорбционных установках выполняются функции, аналогичные процессам всасывания и нагнетания, совершаемым механическими или термомеханическими компрессорами. Такой способ компрессии называется термохимическим.

Сорбционные установки делятся на абсорбционные и адсорбционные. В абсорбционных установках сорбция осуществляется в массе (внутри) абсорбента через границу раздела жидкой и паровой фаз. В адсорбционных установках процесс сорбции происходит на развитой поверхности адсорбента, находящегося, как правило, в твердом виде.

Для осуществления процесса трансформации тепла в сорбционных установках используется внешняя энергия в форме потока тепла при $T \gg T_{о.с}$. Агрегатное состояние рабочего агента в сорбционных установках обычно меняется: по этому признаку они относятся либо к парожидкостным, либо (реже) к газожидкостным. В последнее время появились сорбционные установки, работающие на газе (например, водородные).

Струйные установки основаны на использовании кинетической энергии потока пара или газа для повышения давления рабочего агента. Струя пара или газа, выходящая с большой скоростью из сопла, создает эжектирующий эффект, в результате которого происходит всасывание, а затем сжатие рабочего тела.

Струйные установки могут представлять собой как закрытые термодинамические системы, рабочее тело в которых осуществляет термодинамический цикл, так и открытые, в которых процесс разомкнут.

В первых одно или несколько рабочих тел циркулируют в замкнутом контуре (или в нескольких контурах); во вторых рабочее тело (или несколько рабочих тел) поступает в систему с одними параметрами, а выходит из нее с другими.

Струйные установки по характеру изменения состояния рабочего тела обычно относятся к парожидкостным.

Среди установок второго вида, т. е. электромагнитных установок, нашли некоторое практическое применение четыре типа трансформаторов тепла:

1) термоэлектрические системы, основанные на эффекте Пельтье. Процесс трансформации тепла в этих установках осуществляется путем непосредственного использования постоянного электрического поля в последовательно соединенных разнородных полупроводниках (полупроводниковые трансформаторы тепла). При пропускании через эти элементы электрического тока на спаях между ними возникает разность температур. При подводе к холодным спаям тепла низкого потенциала от горячих спаев отводится тепло повышенного потенциала;

2) магнитокалорические системы, в которых процесс трансформации тепла осуществляется последовательным намагничиванием и размагничиванием парамагнетиков или ферромагнитных тел, температура которых повышается при увеличении напряженности магнитного поля и снижается при ее уменьшении;

3) термомагнитные системы, основанные на совместном действии магнитного и электрического полей на полупроводники (эффект Эттингсхаузена);

4) электрокалорические системы, основанные на действии электрического поля на сегнетоэлектрики.

Наибольшее распространение из установок второго вида получили термоэлектрические трансформаторы тепла; остальные пока используются только в отдельных случаях.

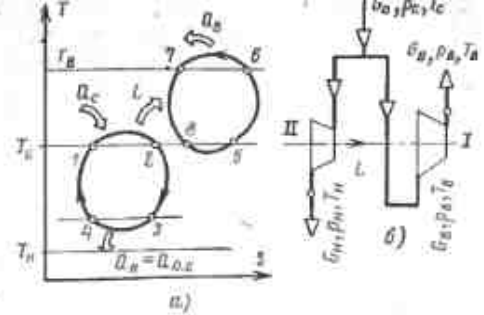


Рис. 0.5. Цикл и принципиальная схема расщепительной трансформации тепла.
а — цикл; *б* — принципиальная схема; *I* — компрессор; *II* — детандер.

По характеру трансформации тепла все установки можно разделить на две группы — с повышающей и расщепительной трансформацией.

При повышающей трансформации тепло, подведенное к установке при температуре $T_н$, отводится от нее с более высокой температурой $T_в$. По повышающей схеме работает большинство рефрижераторных, теплонасосных и комбинированных установок. Все циклы, схемы которых показаны на рис. 0.2, относятся к этой группе.

При расщепительной трансформации к установке подводится поток тепла $Q_с$ среднего потенциала с температурой $T_с$, который в установке делится (расщепляется) на два потока — низкого $T_н$ и повышенного $T_в$ потенциала. Работа осуществляется за счет подведенного теплового потока среднего потенциала.

Схема такого цикла показана на рис. 0.5,*а*. Здесь в отличие от системы повышающей трансформации необходимы два цикла. Первый *1-2-3-4* — прямой, он служит для получения работы L при использовании тепла среднего потенциала $Q_с$, подводимого на уровне $T_с > T_{о.с}$. Работа L используется для осуществления обратного цикла *5-6-7-8*, служащего для отвода тепла со среднего уровня $T_с$ на верхний $T_в$.

Как и для повышающих трансформаторов, аналогичный результат может быть получен не только с помощью циклов, но и посредством разомкнутого процесса (и даже вообще без изменения состояния рабочего тела — при использовании электромагнитных явлений в полупроводниках). Примером системы второго вида может служить установка, принципиальная схема которой показана на рис. 0.5,*б*.

К установке подводится поток газа $G_с$ при давлении $p_с$ и температуре $T_с > T_{о.с}$. Этот поток разделяется на две части. Одна часть с расходом $G_н$ поступает в детандер (турбину) *II* и расширяется в нем при изменении давления с $p_с$ до $p_н$. В процессе расширения температура газа понижается с $T_с$ до $T_н \leqslant T_{о.с}$. Другая часть газа с расходом $G_в$ поступает в компрессор *I* и сжимается в нем при изменении давления с $p_с$ до $p_в$. В процессе сжатия температура газа повышается от $T_с$ до $T_в$. Привод компрессора *I* осуществляется от детандера (работа L передается от детандера компрессору).

Таким образом, в рассматриваемой установке в результате использования подведенного потока газа при $T_с > T_{о.с}$ происходит разделение потока на две части: поток $G_н$ с низкой температурой $T_н$ и поток $G_в$ с повышенной температурой $T_в$. Первый из них может быть использован для охлаждения, второй — для нагрева.

Расщепительная трансформация тепла осуществляется в струйных вихревых установках и в некоторых типах абсорбционных.

По характеру протекания процесса во времени установки делятся на две группы — непрерывного действия и периодического действия. Первые работают в течение всего срока между плановыми остановками непрерывно; их характеристики меняются только в пределах, определяемых регулированием. Вторые работают периодически по определенному временно́му графику, когда периоды получения холода (или тепла) чередуются с периодами, когда холод (или тепло) не производится. Установки периодического действия обычно термодинамически менее эффективны, но экономически часто могут быть более выгодными из-за меньших габаритов и меньшего числа элементов оборудования благодаря возможности совмещения разных функций в одном аппарате.

До последнего времени основное промышленное применение находили трансформаторы тепла компрессионного, сорбционного (абсорбционного) и струйного (эжекторного) типов; особенно широко использовались компрессионные установки.

В последние годы созданы образцы полупроводниковых трансформаторов тепла, отличающиеся простотой устройства и эксплуатации.

Эти трансформаторы изготовляются в виде установок небольшой единичной производительности, работающих в относительно малых интервалах температур $T_в$ и $T_н$. Несмотря на сравнительно низкий КПД, они могут применяться для индивидуального теплоснабжения (отопления и охлаждения отдельных помещений), главным образом в районах с теплым климатом, а также для охлаждения объектов с малыми тепловыделениями.

Ведется интенсивная разработка и новых видов трансформаторов тепла на основе применения электрических и магнитных полей (электрокалорические и магнитокалорические системы [11]). Исследуются также нагнетательные (компрессоры, насосы) и расширительные (детандеры) устройства, в которых используется взаимодействие электрического поля с конденсированным рабочим телом (например, электрогазодинамические детандеры [5]).

Постепенно расширяется также область использования струйных установок вихревого типа (вихревая труба), отличающихся исключительной простотой конструкции. Их преимущества проявляются там, где имеется источник сжатого газа, исключающий необходимость в спецнальном компрессоре.

Поэтому вихревые трубы целесообразно применять в первую очередь в районах, располагающих ресурсами естественного сжатого газа (природный или попутный газ), а также на предприятиях и в отдельных системах (например, транспортных), имеющих избытки сжатого воздуха.

В ближайшие годы следует ожидать более широкого внедрения абсорбционных холодильных установок, использующих тепло вторичных энергоресурсов промышленных предприятий для технологического хладоснабжения, а также для установок кондиционирования воздуха.

В СССР, где основной метод теплоснабжения промышленных районов и городов — теплофикация, целесообразно широко использовать абсорбционные и эжекционные холодильные установки для выработки холода в системах кондиционирования воздуха на базе отработавшего тепла теплоэлектроцентралей.

Применение этих установок позволяет повысить тепловую нагрузку теплоэлектроцентралей в летний и переходные (осенний и весенний) периоды, благодаря чему выравнивается годовой график тепловой нагрузки отборов турбин и возрастает комбинированная выработка электрической энергии на ТЭЦ.

Рациональный метод трансформации тепла должен выбираться на основе технико-экономических расчетов с учетом основных направлений и перспектив развития энергетики и техники трансформации тепла.

Глава первая

Термодинамические основы процессов трансформации тепла

1.1. ЦИКЛИЧЕСКИЕ, КВАЗИЦИКЛИЧЕСКИЕ И НЕЦИКЛИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛА

Классификация трансформаторов тепла по таким признакам, как принцип работы, характер трансформации и характер протекания процесса во времени, должна быть дополнена их разделением по существенному термодинамическому признаку — характеру протекающих в них процессов.

Трансформаторы тепла с циклическими процессами

В трансформаторах тепла этого класса осуществляется замкнутый процесс (цикл). В них рабочее тело установки, совершив определенные процессы, периодически возвращается в исходное состояние. Примеры процессов, показанные на рис. 0.2, относятся к трансформаторам тепла этого класса. Рабочее тело не переходит контрольную поверхность системы, не поступает в нее и не выходит за пределы. Таким образом, обмен энергией через границы системы может происходить только в двух формах — тепла Q и работы L. Уравнение энергетического баланса такого трансформатора тепла в общем случае будет иметь вид:

$$\left.\begin{aligned} &\Sigma Q_{вх} + \Sigma L_{вх} = \Sigma Q_{вых} + \Sigma L_{вых} \\ &\text{или} \\ &\Sigma Q_{вх} + \Sigma L_{вх} - \Sigma Q_{вых} - \Sigma L_{вых} = 0^*, \end{aligned}\right\} \quad (1.1)$$

* Здесь и далее все поступающие потоки энергии принимаются положительными, выходящие — отрицательными (по отношению к системе).

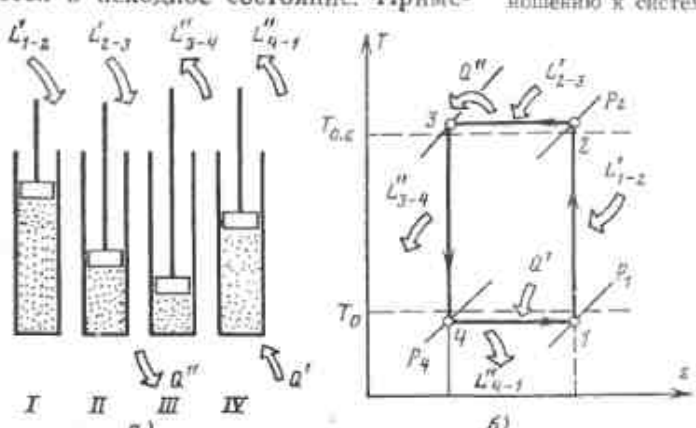


Рис. 1.1. Схема установки для осуществления обратного цикла Карно с нестационарными процессами *I—IV*.

где индексом «вх» обозначены входящие потоки энергии и «вых» — выходящие.

Процессы в циклах трансформаторов тепла (как и в ряде других систем преобразования энергии) могут протекать с изменением параметров тела во времени в каждой точке системы и без их изменения. В первом случае процессы будут нестационарными, во втором — стационарными.

Примером цикла с нестационарными процессами может служить классический обратный цикл Карно, если его проводить в одном сосуде с поршнем (как в работе С. Карно [24]). На рис. 1.1 показаны схема соответствующей системы в четырех положениях (*а*) и изображение процессов на T, s-диаграмме (*б*). Здесь *1-2* — повышение давления* от p_1 до p_2 в процессе изэнтропного сжатия с затратой работы L'_{1-2}; *2-3* — изотермическое повышение давления от p_2 до p_3, сопровождающееся затратой работы L'_{2-3} и отводом тепла Q''. Затем следуют процессы *3-4* (изэнтропное понижение давления с p_3 до p_4, сопровождающееся возвратом работы L''_{3-4}) и *4-1* (изотермическое понижение давления с p_4 до p_1, которое связано с отдачей работы L''_{4-1} и подводом тепла Q').

Система, в которой протекает тот же цикл, но со стационарными процессами, показана на рис. 1.2,*а*. Как видно из сравнения рис. 1.1,*б* и 1.2,*б*, диаграммы и все термодинамические характеристики процессов совершенно одинаковы. Параметры рабочего тела в каждой точке (*1*, *2*, *3* и *4*) на рис. 1.2,*а* не меняются по времени, они стационарны.

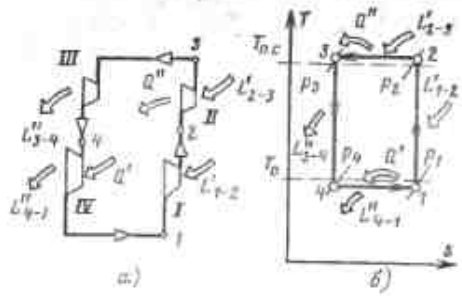


Рис. 1.2. Схема установки для осуществления обратного цикла Карно со стационарными процессами.
а — схема; *б* — цикл в T, s-диаграмме.

Стационарность обеспечивается переходом рабочего тела из одного агрегатного состояния в другое; изменение параметров происходит с перемещением вещества в пространстве. В сосуде с поршнем (рис. 1.1,*а*) параметры переменны во времени; процесс в нем нестационарный.

Цикл Карно — один из циклов, которые могут быть осуществлены одинаково как в стационарных, так и в нестационарных условиях; большинство циклов могут быть либо стационарными, либо нестационарными.

Трансформаторы тепла с квазициклическими процессами

В таких трансформаторах тепла совершается разомкнутый процесс — квазицикл. Его характерная особенность состоит в том, что рабочее тело после совершения процессов в определенной последовательности частично или полностью выводится из системы, а взамен него в нее поступают (непрерывно или периодически) новые порции рабочего тела, и процессы повторяются в той же последовательности. Таким образом, обмен энергией через границы системы (в данном случае откры-

* Здесь употребляются термины «повышение давления» или «понижение давления» вместо «сжатие» и «расширение». Как известно, сжатие — это уменьшение объема, а расширение — его увеличение. В данном случае при повышении давления происходит сжатие, а при понижении — расширение. Однако это не всегда так (например, при повышении давления в замкнутом неизменном объеме сжатия не происходит). Строгость в отношении этих терминов необходима, так как при сжатии может происходить уменьшение давления, а при расширении — повышение.

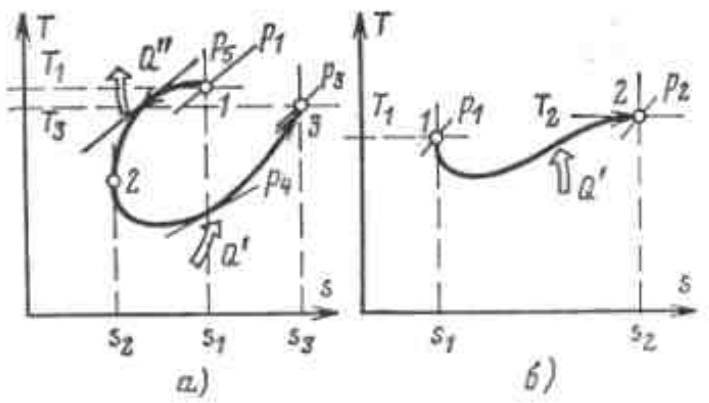


Рис. 1.3 Изображение квазицикла и разомкнутого процесса на T, s-диаграмме.

той, а не закрытой, как при циклических процессах) происходит не только в виде тепла и работы, но и энтальпией с потоком рабочего тела.

Уравнение энергетического баланса такой системы имеет вид:

$$\Sigma Q_{вх}+\Sigma L_{вх}+\Sigma I_{вх}=\Sigma Q_{вых}+ \\ +\Sigma L_{вых}+\Sigma I_{вых}, \qquad (1.2)$$

где $I_{вх}$ и $I_{вых}$ — соответственно энтальпии входящих и выходящих потоков рабочего тела (или тел).

Чаще всего разомкнутые процессы типа квазициклов применяются в системах, где используется атмосферный воздух. Такие квазициклы в ряде случаев, как это будет показано ниже, обладают существенными преимуществами перед циклами при технической реализации.

Следует иметь в виду, что квазицикл представляет собой частный случай разомкнутого процесса; существуют разомкнутые процессы, не относящиеся к квазициклам. Эта разница иллюстрируется диаграммами на рис. 1.3, где $а$ — обратный квазицикл, $б$ — разомкнутый процесс, не являющийся квазициклом. Из диаграммы видно, что для квазицикла характерны подвод тепла (в данном случае Q') при росте энтропии рабочего тела (от s_2 до s_3) и отвод (Q'') с уменьшением энтропии (с s_1 до s_2). Другими словами, при работе квазицикла, как и в цикле, происходит трансформация тепла.

В разомкнутом процессе (рис. 1.3,$б$) есть только подвод тепла Q' и одностороннее изменение энтропии (в данном случае увеличение от s_1 до s_2). Естественно, что квазицикл может быть как обратным, так и прямым; в последнем случае тепло подводится на более высоком уровне и отводится на низком.

Квазициклы, как и циклы, могут быть стационарными и нестационарными. Системы трансформации тепла, в которых используются квазициклы, рассмотрены в соответствующих гл. 5, 7, 8 и 9.

Трансформаторы тепла с нециклическими (ациклическими) процессами

В трансформаторах тепла этого класса состояние рабочего тела в процессе работы вообще не меняется; все его параметры постоянны во времени.

Примером могут служить трансформаторы тепла, основанные на эффекте Пельтье — возникновении разности температур в паре разнородных электропроводных материалов (например, полупроводников), помещенных в электрическое поле. В такой паре при пропускании через нее постоянного тока на одном из спаев поглощается тепло, а на другом выделяется. Таким образом, при установлении стационарного режима происходит процесс трансформации тепла без какого-либо изменения состояния или механического движения рабочего тела. Соответствующие системы рассмотрены в гл. 10.

1.2. КАСКАДНЫЕ И РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА

Рассмотренные выше циклы и квазициклы трансформаторов тепла характеризуются тем, что для их работы в определенном интервале температур $T_в$ и $T_н$ необходимо изменять давление p (а в электрических и магнитных системах напряженность электрического E или магнитного H поля) в определенном интервале. (Например, для

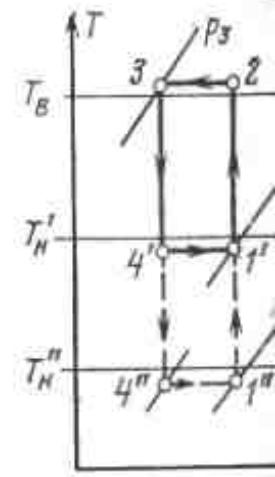


Рис. 1.4. Схема двух обрат
ботающих в разных темпер
валах.

896089

циклов на рис. 1.1 и 1.
а на рис. 1.3 — от p_4 д
При прочих равн
чем больше интервал
$T_в$—$T_н$, тем больше до
интервал давлений p (
ственно H и E). Это и
ся схемой на рис. 1.4,
два обратных цикла
тающих в разных интер
ратур. Очевидно, что
1'-2-3-4', расположенно
ле температур ($T_в$—
—$T''_н$), требуется и ме
интервал давлений p_3—
цикла *1''-2-3-4''*, для ко
ходимо менять давлени
интервале — от p''_1 до
На практике при не
осуществить трансформ
в большом интервале
описанная выше зак
приводит к существен
стям. Необходимо
в компрессорах высокие
вышения давления и ра
с очень малыми давлени
де, либо с очень высоки
де. Аналогично необхо
кие напряженности эле
или магнитного полей.
Для того чтобы обой
ности, были разработан
да построения схем с
обратными циклами —
метод и метод регенер

896089

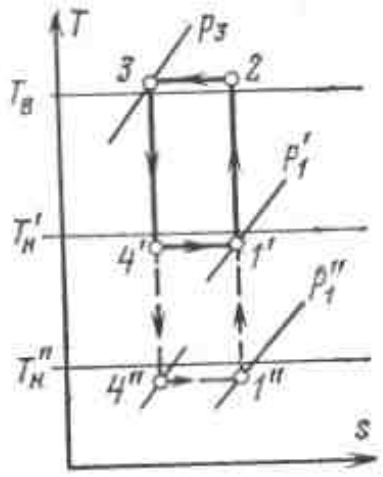


Рис. 1.4. Схема двух обратных циклов, работающих в разных температурных интервалах.

циклов на рис. 1.1 и 1.2 от p_1 до p_3, а на рис. 1.3 — от p_4 до p_5.)

При прочих равных условиях чем больше интервал температур $T_в$—$T_н$, тем больше должен быть и интервал давлений p (или соответственно H и E). Это иллюстрируется схемой на рис. 1.4, где показаны два обратных цикла Карно, работающих в разных интервалах температур. Очевидно, что для цикла *1'-2-3-4'*, расположенного в интервале температур $(T_в—T'_н) < (T_в—T''_н)$, требуется и менее широкий интервал давлений $p_3—p'_1$, чем для цикла *1''-2-3-4''*, для которого необходимо менять давление в большем интервале — от p''_1 до p_3.

На практике при необходимости осуществить трансформацию тепла в большом интервале температур описанная выше закономерность приводит к существенным трудностям. Необходимо обеспечивать в компрессорах высокие степени повышения давления и работать либо с очень малыми давлениями на входе, либо с очень высокими на выходе. Аналогично необходимы высокие напряженности электрического или магнитного полей.

Для того чтобы обойти эти трудности, были разработаны два метода построения схем с прямыми и обратными циклами — каскадный метод и метод регенерации тепла.

Заслуга разработки каскадного метода принадлежит, по-видимому, Р. Пикте, который в 1877 г. осуществил первую каскадную холодильную установку, работавшую на двух рабочих телах — SO_2 и CO_2.

Регенерация применительно к прямому циклу была изобретена Р. Стирлингом в 1816 г., а к обратному — в 1857 г. В. Сименсом.

Рассмотрим кратко идеи, положенные в основу каждого метода.

Каскадный метод

Идея этого метода заключается в замене одного цикла несколькими, расположенными каскадом, т. е. так, что каждый находящийся ниже по температурам цикл передает тепло расположенному выше (в обратных циклах) или наоборот (в прямых циклах).

На рис. 1.5 на T, s-диаграмме изображен каскад, состоящий из трех обратных циклов Карно. Циклы условно показаны разной ширины для более удобного их восприятия; также условно показана конечная разность температур между изотермами. На самом деле ширина циклов, определяемая интервалом $\Delta s = s_1 - s_4$, одинакова. Чтобы обеспечить передачу тепла от нижерасположенного цикла к вышерасположенному, необходимо, чтобы верх

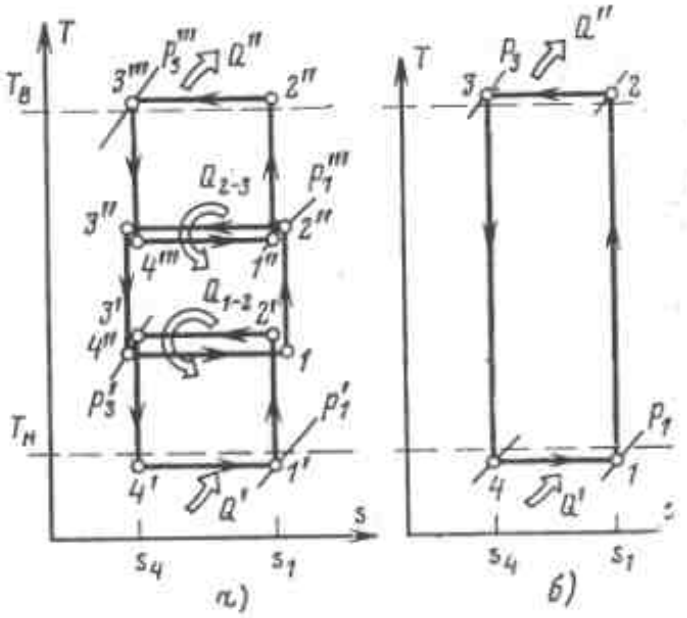


Рис. 1.5. Схема каскада из трех обратных циклов и бескаскадного обратного цикла при одинаковом интервале температур.
а — каскад циклов; *б* — бескаскадный цикл.

НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА
Ивановского Ордена
Политехнического Института

няя изотерма нижнего цикла была выше нижней изотермы верхнего (циклы каскада должны перекрывать один другой). Разность температур в идеальной системе — бесконечно малая величина. С помощью каскада можно осуществить трансформацию тепла с тем же результатом, что и при едином цикле *1-2-3-4* (рис. 1.5,*б*). Однако вместо большого интервала давлений (от p_1 до p_3), характерного для единого цикла, в каждом цикле каскада можно ограничиться существенно меньшим интервалом давлений, например от p'_1 до p'_3 или от p'''_1 до p'''_3. В пределе при использовании обратимых циклов и разностях температур при теплопередаче внутри каскада $\Delta T \to 0$ показатели систем с каскадом и с единым циклом совпадут. В реальных условиях каскад дает возможность на каждой его ступени выбрать наиболее подходящее рабочее тело, его параметры, а также вид цикла (или квазицикла) и тем самым найти наиболее выгодное инженерное решение. Конкретный анализ некоторых каскадных систем трансформации тепла с циклами и квазициклами приведен в следующих главах.

Каскад применяется также в таких трансформаторах тепла, где используются нециклические процессы, например в полупроводниковых, использующих эффект Пельтье. Применение каскада и в этом случае позволяет обеспечить термотрансформацию в большом суммарном интервале температур ($T_в — T_н$) при малых интервалах в каждой ступени (гл. 10).

Регенеративный метод

Усовершенствование циклов и квазициклов путем введения регенерации тепла основано на другом принципе — использовании внутреннего теплообмена между потоками рабочего тела. На рис. 1.6 показано несколько циклов, расположенных в одном и том же температурном интервале, с одинаковыми количествами подведенного и отведенного тепла. Первый из них (рис. 1.6,*а*) — обратный цикл Карно, в котором процессы *1-2* и 3-4 изэнтропы; внутренний теплообмен в цикле отсутствует, есть только внешний теплообмен в процессах *2-3* и *4-1*. Второй (рис. 1.6,*б*) — цикл, в котором процессы *1-2′* и *3′-4* связаны теплообменом: некоторое количество тепла регенерации $Q_р$ передается от потока m охлаждаемого рабочего тела к потоку n нагреваемого тела, вследствие этого линии *1-2′* и *3′-4* делаются наклонными. В процессе *2′-3′* энтропия уменьшается, а в процессе *4-1* возрастает (в пределе, если теплообмен проводится обратимо при $\Delta T \to 0$, изменения энтропии будут по абсолютному значению равны). В результате при тех

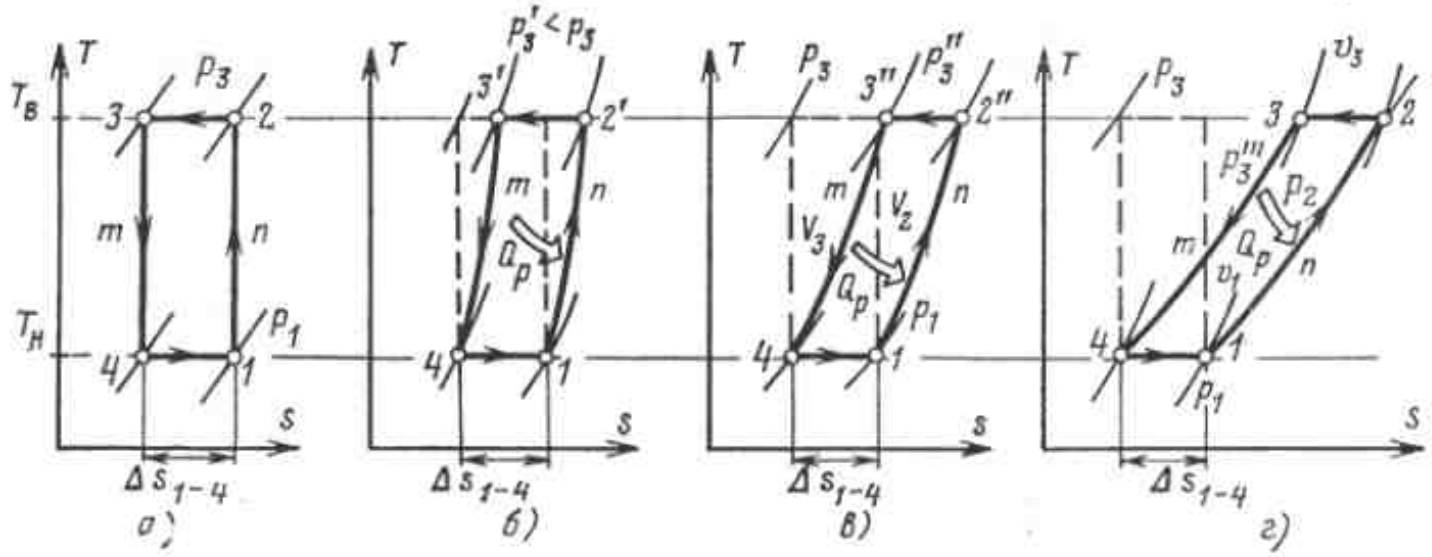


Рис. 1.6. Изображение обратного цикла Карно и обратные циклы с регенерацией тепла на T, s-диаграммах.

а — обратный цикл Карно; *б*, *в*, *г* — обратные циклы с регенерацией тепла.

же количествах тепл
соответственной зат
интервал давлений
так как $p'_3 < p_3$. Если
дить так, чтобы лини
были изохорами, по
Стирлинга (рис. 1.6,*в*
еще увеличить, то м
чить изобарное прове
рации (цикл Эриксона
Первый цикл осуще
посредством нестацио
цессов, второй — как с
так и нестационарных
с изобарной регенераци
но, что интервал дав
быть в принципе уме
угодно; однако при э
подвод тепла $q_в$ и $q_н$
рабочего тела, цир
в цикле, соответстве
шатся.

Регенерация широко
ся в технических сист
формации тепла. Как и
в идеальном случае обе
же энергетические хар
что и соответствующий
турам цикл Карно.
условиях при использо
ших отношений давле
в ряде случаев получит
ный выигрыш в эф
трансформаторов теп
в трансформаторах теп
ных на нециклических
в твердом теле (напри
проводниковых термо
регенерация тепла не и
так как необходимое д
жение потока рабочего
ется организовать.

В некоторых системах
ческими и квазицикличе
цессами используются с
тающие каскад и регене
кие комбинированные с
ряду с чисто регене
рассмотрены в следующ

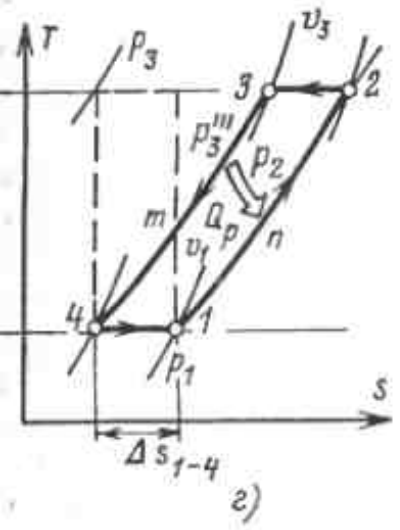
---

* Общая теория регенер
лов была развита в 1876 г.
градским.

ет обеспечить термо-
ию в большом суммар-
е температур ($T_в$—$T_н$)
интервалах в каждой
10).

метод

ествование циклов и
путем введения регене-
а основано на другом
спользовании внутрен-
мена между потоками
а. На рис. 1.6 показано
иклов, расположенных
ом же температурном
одинаковыми количест-
енного и отведенного
й из них (рис. 1.6,*а*) —
кл Карно, в котором
и 3-4 изэнтропы; вну-
ообмен в цикле отсут-
только внешний тепло-
ессах *2-3* и *4-1*. Второй
-цикл, в котором про-
3'-4 связаны теплообо-
орое количество тепла
$Q_р$ передается от пото-
даемого рабочего тела
нагреваемого тела,
того линии *1-2'* и *3'-4*
клонными. В процессе
уменьшается, а в про-
зрастает (в пределе,
мен проводится обра-
'→0, изменения энтро-
о абсолютному значе-
В результате при тех



лы с регенерацией тепла на
епла.

же количествах тепла $Q_в$ и $Q_н$ (и соответственной затрате работы) интервал давлений уменьшается, так как $p'_з < p_з$. Если процесс провести так, чтобы линии *1-2''* и *3''-4* были изохорами, получится цикл Стирлинга (рис. 1.6,*в*), а если $Q_р$ еще увеличить, то можно обеспечить изобарное проведение регенерации (цикл Эриксона, рис. 1.6,*г*)*. Первый цикл осуществим только посредством нестационарных процессов, второй — как стационарных, так и нестационарных. Для цикла с изобарной регенерацией характерно, что интервал давлений может быть в принципе уменьшен сколь угодно; однако при этом отвод и подвод тепла $q_в$ и $q_н$ на единицу рабочего тела, циркулирующего в цикле, соответственно уменьшатся.

Регенерация широко используется в технических системах трансформации тепла. Как и каскад, она в идеальном случае обеспечивает те же энергетические характеристики, что и соответствующий по температурам цикл Карно. В реальных условиях при использовании меньших отношений давлений удается в ряде случаев получить существенный выигрыш в эффективности трансформаторов тепла. Только в трансформаторах тепла, основанных на нециклических процессах в твердом теле (например, в полупроводниковых термоэлементах), регенерация тепла не используется, так как необходимое для нее движение потока рабочего тела не удается организовать.

В некоторых системах с циклическими и квазициклическими процессами используются схемы, сочетающие каскад и регенерацию. Такие комбинированные системы наряду с чисто регенеративными рассмотрены в следующих главах.

* Общая теория регенеративных циклов была развита в 1876 г. А. Н. Вышеградским.

1.3. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА СИСТЕМ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА

При изучении процессов преобразования энергии в трансформаторах тепла, в том числе и в различных низкотемпературных установках, необходимо наиболее удобным и наглядным путем оценивать термодинамическую эффективность процессов в целом и их частей, а также источники потерь в них.

Для этого целесообразно использовать общий термодинамический метод анализа — эксергетический.

Рассмотрим коротко некоторые основные положения эксергетического метода термодинамического анализа применительно к трансформации тепла и связанным с ней низкотемпературным процессам **.

Все реальные технические процессы, в том числе и перечисленные во введении низкотемпературные, происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Ее параметры — температура $T_{о.с}$ и давление $p_{о.с}$ — практически не меняются при энергетических взаимодействиях с техническими системами и в этом смысле могут считаться постоянными.

Любые энергетические ресурсы термодинамической системы, как и превращения энергии, должны оцениваться с учетом влияния этих параметров окружающей среды. Поэтому использование понятия энергии как общей меры движения материи в рассматриваемой системе недостаточно. Развитие техники заставляет учитывать тот факт, что не всякая энергия и не при всех условиях может быть целиком пригодна для практического использования. Техническая ценность энергии зависит не только от ее собственных формы и параметров, но и от параметров окружающей среды.

** Более подробно эксергетический метод изложен в [7, 13, 25].

С этой точки зрения во всех энергетических превращениях, обеспечивающих работу установки, может использоваться энергия двух видов:

1) энергия, полностью превратимая в любой другой вид энергии независимо от параметров окружающей среды (организованная);

2) энергия, которая не может быть полностью превращена в другой вид энергии; возможности ее превращения определяются как параметрами, характеризующими эту энергию, так и параметрами окружающей среды («неорганизованная»).

С позиций закона сохранения энергии (первого начала термодинамики) оба вида энергии идентичны; но с позиций закона, определяющего превратимость видов энергии (второго начала термодинамики), эти виды энергии существенно различаются [7, 31].

В отношении технической применимости ценность любой энергии определяется не только количеством, но и степенью использования ее в данных условиях, т. е. превращения в другие виды энергии. Например, колоссальная энергия беспорядочного теплового движения молекул воды в водоемах бесполезна, если ее температура равна температуре окружающей среды. Техническая ценность такой энергии равна нулю, так как она не может быть использована и преобразована в какой-либо другой вид энергии. Поэтому при термодинамическом анализе технических процессов важно изучать потери только превратимой энергии.

Мерой превратимости любого вида энергии может служить механическая или электрическая энергия, поскольку эти виды энергии полностью преобразуемы в другие виды. Поэтому если можно в данных условиях превратить определенное количество данной энергии в электрическую или механическую, то это полностью гарантирует возможность полного преобразования этого количества энергии в любой другой вид организованной энергии. Условия такого преобразования определяются вторым началом термодинамики.

В свете изложенного возникла необходимость введения общей меры для всех видов энергии, способных при взаимодействии с окружающей средой с постоянными параметрами к преобразованию в другие виды организованной энергии. Ясно, что наиболее полное превращение энергии соответствует условию, что все процессы как внутри системы, так и при ее взаимодействии с окружающей средой обратимы.

Такая мера превратимости энергии системы была названа **эксергией системы***.

Эксергия системы в данном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью превратимой энергии, которое может быть получено от системы в результате ее обратимого перехода из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой.

Из первого и второго начал термодинамики непосредственно следует, что в каждом данном состоянии эксергия системы, как и энергия, имеет определенное фиксированное значение.

Эксергия системы, находящейся в окружающей среде с постоянными параметрами, остается неизменной только при обратимом проведении всех процессов, протекающих как внутри нее, так и при взаимодействии с окружающей средой. Если любые из этих взаимодействий проходят необратимо, то эксергия соответственно уменьшается.

Это основное свойство эксергии позволяет использовать ее как меру обратимости того или иного процес-

* Термин «эксергия», введенный в 1956 г. З. Рантом по предложению Р. Планка, образован от греческого слова ergon — «работа, сила» и приставки ex, означающей «из», «вне».

са. Разность значений
димой в данную систе
водимой из нее $E_{вых}$
суммарные потери от
сти в системе, проявл
уничтожение, т. е. по
вение эксергии.

В отличие от эксе
при этом не исчезает,
сеивается — происходи
ция (dissipation).

Потери эксергии
ции

$$\Sigma D=\Sigma E_{вх}-\Sigma E_{вых}\geqslant 0.$$

Только в обратим
$\Sigma E_{вх}=\Sigma E_{вых}$ и $\Sigma D=0$, п
сипация энергии отсутс
эксергия аналогична э
растание которой в з
стеме также отражае
необратимости. Однак
ское преимущество эксе
в том, что ее уменьшен
зу значение потерь
энергии и позволяет
их с имеющимся коли
превратимой энергии (т
и абсолютное, и относи
чение потерь). Отноше
$\Sigma E_{вых}$, отводимой из си
веденной эксергии ΣE,
ляет собой коэффициен
действия — эксергетичес
который характеризует
ближения процесса к и

$$\eta_e=\Sigma E_{вых}/\Sigma E_{вх}=(\Sigma E_{вх}$$
$$-\Sigma D)/\Sigma E_{вх}=1-\Sigma D/\Sigma E$$

В идеальном про
в реальном $\eta_e<1$.

Потери ΣD могут бы
ны на две группы:

1) **внутренние** D_i
с необратимостью проце
кающих внутри системы

2) **внешние** D_e,
с условиями взаимодейс
мы с окружающей сред

* Уравнение (1.3) отно
венно, к стационарным про
копления или затраты энер
самой системе.

лного преобразования
ства энергии в любой
ганизованной энергии.
кого преобразования
вторым началом тер-

изложенного возникла
ть введения общей ме-
видов энергии, способ-
анмодействии с окру-
дой с постоянными па-
преобразованию в дру-
ганизованной энергии.
иболее полное превра-
ии соответствует усло-
процессы как внутри
и при ее взаимодейст-
жающей средой обра-

ра превратимости энер-
была названа эксер-
емы*.
системы в данном со-
ряется количеством ме-
или другой полностью
энергии, которое мо-
лучено от системы в ре-
обратимого перехода из
тояния в состояние рав-
ружающей средой.
го и второго начал тер-
непосредственно следу-
ждом данном состоянии
стемы, как и энергия,
еленное фиксированное

системы, находящейся
дей среде с постоянны-
рами, остается неизмен-
при обратимом проведе-
роцессов, протекающих
нее, так и при взаимо-
окружающей средой.
из этих взаимодейст-
т необратимо, то эксер-
ственно уменьшается.
вное свойство эксергии
спользовать ее как меру
того или иного процес-

«эксергия», введенный в
Рантом по предложению
разован от греческого слова
га, сила» и приставки ex,
из», «вне».

са. Разность значений эксергии, вводимой в данную систему $E_{вх}$ и выводимой из нее $E_{вых}$, определяет суммарные потери от необратимости в системе, проявляющиеся как уничтожение, т. е. полное исчезновение эксергии.

В отличие от эксергии энергия при этом не исчезает, а только рассеивается — происходит ее диссипация (dissipation).

Потери эксергии при диссипации

$$\Sigma D=\Sigma E_{вх}-\Sigma E_{вых}\geqslant 0. \qquad (1.3)\ *$$

Только в обратимом процессе $\Sigma E_{вх}=\Sigma E_{вых}$ и $\Sigma D=0$, поскольку диссипация энергии отсутствует. В этом эксергия аналогична энтропии, возрастание которой в замкнутой системе также отражает потери от необратимости. Однако практическое преимущество эксергии состоит в том, что ее уменьшение дает сразу значение потерь превратимой энергии и позволяет сопоставлять их с имеющимся количеством этой превратимой энергии (т. е. получать и абсолютное, и относительное значение потерь). Отношение эксергии $\Sigma E_{вых}$, отводимой из системы, к подведенной эксергии $\Sigma E_{вх}$ представляет собой коэффициент полезного действия — эксергетический КПД, который характеризует степень приближения процесса к идеальному:

$$\eta_e=\Sigma E_{вых}/\Sigma E_{вх}=(\Sigma E_{вх}-$$
$$-\Sigma D)/\Sigma E_{вх}=1-\Sigma D/\Sigma E_{вх}. \qquad (1.4)$$

В идеальном процессе $\eta_e=1$, в реальном $\eta_e<1$.

Потери ΣD могут быть разделены на две группы:

1) внутренние D_i, связанные с необратимостью процессов, протекающих внутри системы;

2) внешние D_e, связанные с условиями взаимодействия системы с окружающей средой и другими источниками и приемниками энергии.

В трансформаторах тепла и, в частности, в рефрижераторных установках примерами внутренних потерь могут служить потери, связанные с дросселированием, гидравлическими сопротивлениями, трением в машинах, тепло- и массообменом при конечных температурных напорах и др. К внешним потерям относятся те, которые связаны, например, с отличием температуры охлаждаемого тела от температуры хладоагента, а также потери через тепловую изоляцию. К этой же группе относятся потери в системах с квазициклами, вызванные потоками рабочего тела, выходящими из установок, эксергия которых не используется, например нагретая охлаждающая вода, отбросной азот в кислородных установках и др.

Внутренние и внешние потери легко разделить при помощи той же формулы (1.3). Если в ней приняты значения эксергии, взятые по параметрам самой установки, полученное значение ΣD_i будет соответствовать только внутренним потерям. Если в уравнение (1.3) входят значения эксергии, отдаваемой или получаемой внешними источниками и приемниками энергии, то ΣD включает и внешние и внутренние потери. Путем последовательного применения уравнения (1.3) к отдельным элементам установки легко установить распределение в них внутренних потерь.

Для стационарного процесса уравнение (1.3) может быть представлено в виде

$$\Sigma D_i+\Sigma D_e=\Sigma E_{вх}-\Sigma E_{вых}. \qquad (1.5)$$

На рис. 1.7 показаны в общем виде энергетический (*а*) и эксергетический (*б*) балансы системы.

Такой системой может быть трансформатор тепла, низкотемпературная установка или любая их часть. Энергия в такую систему может вводиться или выводиться из

* Уравнение (1.3) относится, естественно, к стационарным процессам без накопления или затраты энергии $\Delta E_{сист}$ в самой системе.

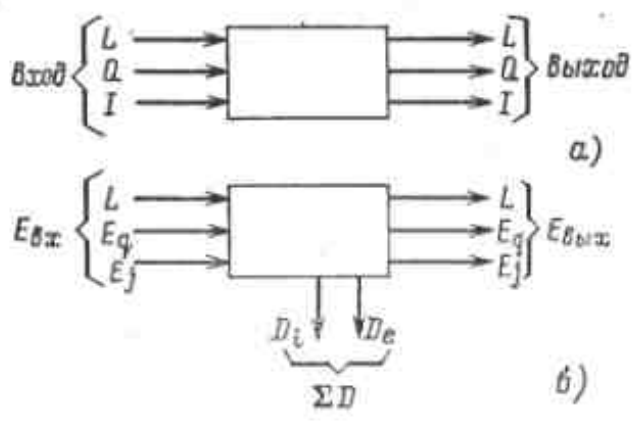


Рис. 1.7. Балансы системы.
а — энергетический; *б* — эксергетический.

нее в трех видах: механической или электрической работы L, потока тепла Q и энергии потока рабочего тела I.

По первому началу термодинамики сумма вводимой энергии всех видов должна быть равна сумме энергий всех видов, отводимой от установки, независимо от качества процесса преобразования одного вида энергии в другой.

Энергетический баланс такой системы определяется уравнением

$$(L+Q+I)_{вх}=(L+Q+I)_{вых}, \quad (1.6)$$

аналогичным уравнению (1.2).

Эксергетический баланс системы определяется уравнением (1.3), из которого видно, что в реальных процессах часть энергии переходит в неработоспособную форму.

Первое начало термодинамики не устанавливает никаких ограничений перехода одного вида энергии в другой, важно только, чтобы сохранялась их сумма.

Второе начало термодинамики накладывает дополнительно определенные ограничения на преобразование энергии. Например, тепло, подводимое к системе, не может целиком перейти в работу так, чтобы $Q_{вых}=0$.

Для составления эксергетического баланса системы необходимо изучить метод определения эксергии для энергии тех видов, которые встречаются в системах трансформации тепла.

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ЭКСЕРГИИ

В процессах трансформации тепла используются в общем случае три вида энергии: электрическая или механическая, энергия потоков вещества (газа, пара или жидкости), а также энергия, передаваемая в виде теплового потока.

Эксергия для механической и электрической энергий равна соответствующей работе, и поэтому вопрос об определении эксергии здесь отпадает — энергия и эксергия равны. Эксергия тепла E_q отличается от количества тепла — теплового потока Q по условиям второго начала термодинамики.

Процесс обратимого взаимодействия потока тепла с окружающей средой может быть представлен в T, s-диаграмме посредством цикла Карно. В том случае, когда температура подвода тепла выше температуры окружающей среды ($T>T_{о.с}$), необходим прямой цикл, а при $T<T_{о.с}$ — обратный.

На рис. 1.8,*а* показан прямой цикл Карно в T, s-диаграмме, где T — температура подвода тепла, $T_{о.с}$ — температура отвода тепла, равная температуре окружающей среды. При обратимом взаимодействии располагаемого количества тепла $Q=T\Delta s$ с окружающей средой может быть произведена работа, определяющая эксергию тепла, $E_q=(T-T_{о.с})\Delta s$.

Связь между величинами E_q и Q определяется отношением

$$\tau_e=E_q/Q=(T-T_{о.с})\Delta s/(T\Delta s)=1-T_{о.с}/T, \quad (1.7)$$

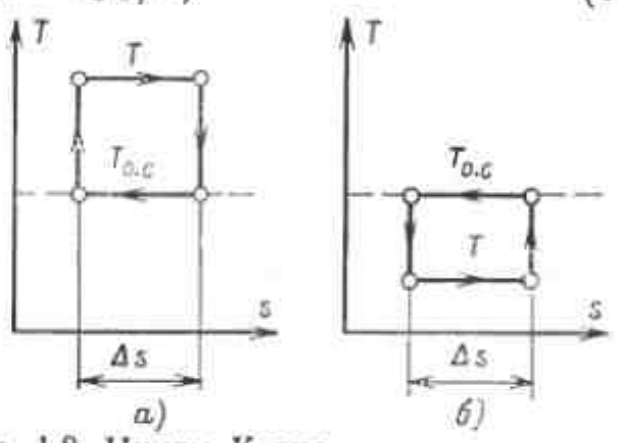


Рис. 1.8. Циклы Карно.
а — прямой; *б* — обратный.

где τ_e — коэффициент
ности тепла или, что т
тическая температурна
определяет количество
торую можно получить
прямом цикле от еди
Как известно, эта вели
что иное, как терми
прямого цикла Карно
в рассматриваемых
$\leqslant T_{о.с}/T\leqslant 1$, то τ_e пре
бой правильную дробь
$\leqslant 1$.

На рис. 1.8,*б* показ
цикл Карно. В данном
пература подвода тепл
пературы окружающей
$<T_{о.с}$) или $T_{о.с}/T>1$.

Как видно из урав
при $T_{о.с}/T>1$ коэффи
Отрицательное значени
эффициента здесь указ
что при обратимом пер
от T до $T_{о.с}>T$ работа
ся, а затрачивается. Та
при $T>T_{о.с}$ знаки τ_e и
вы, а при $T<T_{о.с}$ разл
эксергии тепла направ
ну, противоположную
теплового потока. При
$=0$. В том случае, ко
абсолютное значение к
работоспособности те
значительно превыси
$[\tau_c]\gg 1$. При $T\to 0$ $\tau_e\to$

Зависимость $\tau_e=f(T$
на рис. 1.9.

Чтобы показать хар
нения τ_e в зависимост
ратуры T, найдем перву
ную от τ_e по T

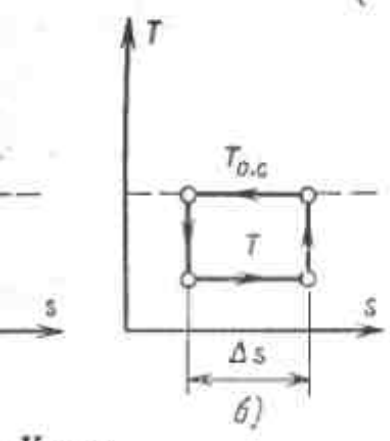
$$d\tau_e/dT=T_{о.с}/T^2.$$

Тангенс угла наклон
ной в любой точке кри
к оси абсцисс равен $d\tau_e$

Как видно из урав
значение $d\tau_e/dT$ зависи
ния T и возрастает со
T. При $T\to 0$ $d\tau_e/dT\to\infty$
$d\tau_e/dT\to 0$.

Поскольку правая ча
ния (1.8) — величина

сах трансформации теп-
уются в общем случае
энергии: электрическая
ческая, энергия потоков
таза, пара или жидко-
же энергия, передавае-
теплового потока.
для механической и
ой энергий равна соот-
й работе, и поэтому во-
еделении эксергии здесь
энергия и эксергия рав-
ия тепла E_q отличается
тва тепла — теплового
условиям второго нача-
намики.
обратимого взаимодей-
а тепла с окружающей
ет быть представлен в T,
посредством цикла
ом случае, когда темпе-
ода тепла выше темпе-
ружающей среды ($T>$
бходим прямой цикл,
о.с — обратный.
. 1.8,*а* показан прямой
в T, s-диаграмме, где
тура подвода тепла,
ратура отвода тепла,
пературе окружающей
братимом взаимодейст-
таемого количества теп-
с окружающей средой
произведена работа,
ая эксергию тепла,
)Δs.
ежду величинами E_q и
тся отношением
$T-T_{о.с})\Delta s/(T\Delta s)=$ (1.7)



Карно.
братный.

где τ_e — коэффициент работоспособности тепла или, что то же, эксергетическая температурная функция — определяет количество работы, которую можно получить в идеальном прямом цикле от единицы тепла. Как известно, эта величина есть не что иное, как термический КПД прямого цикла Карно. Поскольку в рассматриваемых условиях $0\leqslant T_{о.с}/T\leqslant 1$, то τ_e представляет собой правильную дробь, т. е. $0\leqslant\tau_e\leqslant 1$.

На рис. 1.8,*б* показан обратный цикл Карно. В данном случае температура подвода тепла ниже температуры окружающей среды ($T<T_{о.с}$) или $T_{о.с}/T>1$.

Как видно из уравнения (1.7), при $T_{о.с}/T>1$ коэффициент $\tau_e<0$. Отрицательное значение этого коэффициента здесь указывает на то, что при обратимом переносе тепла от T до $T_{о.с}>T$ работа не получается, а затрачивается. Таким образом, при $T>T_{о.с}$ знаки τ_e и Q одинаковы, а при $T<T_{о.с}$ различны: поток эксергии тепла направлен в сторону, противоположную направлению теплового потока. При $T=T_{о.с}$ $\tau_e=0$. В том случае, когда $T\ll T_{о.с}$, абсолютное значение коэффициента работоспособности тепла может значительно превысить единицу $[\tau_e]\gg 1$. При $T\to 0$ $\tau_e\to-\infty$.

Зависимость $\tau_e=f(T)$ приведена на рис. 1.9.

Чтобы показать характер изменения τ_e в зависимости от температуры T, найдем первую производную от τ_e по T

$$d\tau_e/dT=T_{о.с}/T^2. \qquad (1.8)$$

Тангенс угла наклона касательной в любой точке кривой $\tau_e=f(T)$ к оси абсцисс равен $d\tau_e/dT$.

Как видно из уравнения (1.8), значение $d\tau_e/dT$ зависит от значения T и возрастает со снижением T. При $T\to 0$ $d\tau_e/dT\to\infty$; при $T\to\infty$ $d\tau_e/dT\to 0$.

Поскольку правая часть уравнения (1.8) — величина положитель-

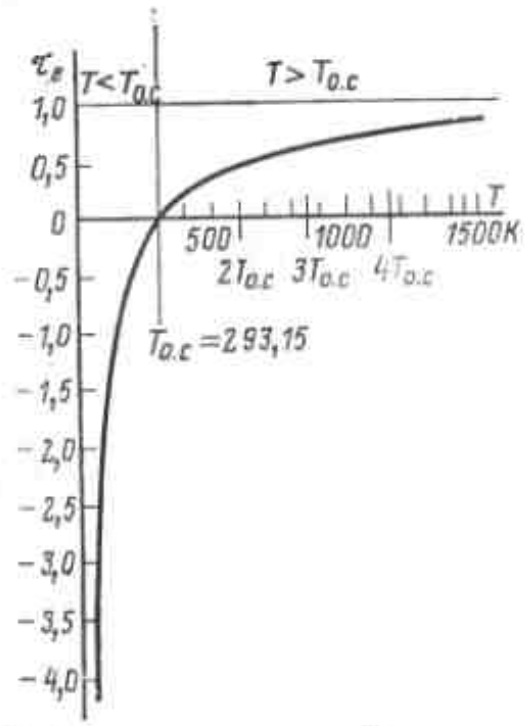


Рис. 1.9. Зависимость τ_e от T.

ная, то и левая часть этого уравнения положительна. Это значит, что знаки $d\tau_e$ и dT одинаковы.

При $T<T_{о.с}$ $\tau_e<0$. В этой области положительному значению dT соответствует положительное значение $d\tau_e$, т. е. при увеличении температуры T растет значение коэффициента работоспособности тепла τ_e, т. е. снижается его абсолютное значение. Аналогично при снижении T снижается τ_e, т. е. увеличивается его абсолютное значение. При $T=T_{о.с}$, как это следует из уравнений (1.7) и (1.8),

$\tau_e=0$ и $d\tau_e/dT=1/T_{о.с}$.

На рис. 1.10 на T, s-диаграмме показана связь между затратой эксергии E_q и температурным уровнем источника тепла T, с которого необходимо отвести одно и то же количество тепла $Q=T_н\Delta s$ в окружающую среду на уровень $T_{о.с}$. Разница между указанными процессами заключается в различных температурах $T_н(T'''_н<T''_н<T'_н)$. Из данных рис. 1.10 видно, как быстро возрастут затраты эксергии E_q, соответствующие заштрихованной площади ($E'''_q>E''_q>E'_q$), для отвода одного и того же количества тепла $Q_н$ при снижении температурного уровня источника этого тепла.

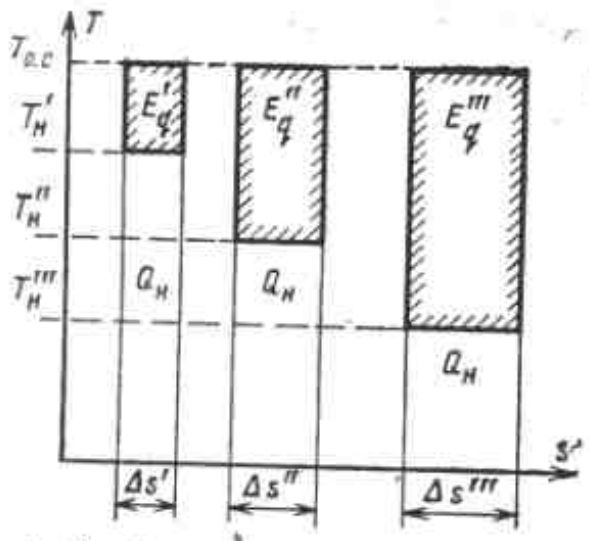


Рис. 1.10. Зависимость удельной затраты эксергии от температуры источника тепла при $T_н < T_{o.c}$.

Эксергия потока вещества. Определим удельную эксергию потока вещества, т. е. работу, которую может произвести единица массы потока, например 1 кг газа или пара с параметрами торможения p, T, i, s (давление, температура, удельные энтальпия и энтропия), при обратимом взаимодействии с окружающей средой, параметры которой $p_{o.c}$, $T_{o.c}$, $i_{o.c}$, $s_{o.c}$.

На рис. 1.11 на T, s-диаграмме показан один из возможных процессов обратимого изменения параметров потока газа от начального состояния *1* до состояния равновесия с окружающей средой *3*.

Под состоянием равновесия понимается равенство давлений и температур рабочего тела и окружающей среды.

Рассматриваемое взаимодействие газа с окружающей средой состоит из двух последовательных процессов: изэнтропного расширения от давления p до давления $p_{o.c}$ (участок *1-2*) и изобарного процесса передачи тепла от газа к вторичному рабочему агенту, совершающему работу в интервале температур газа и окружающей среды (участок *2-3*).

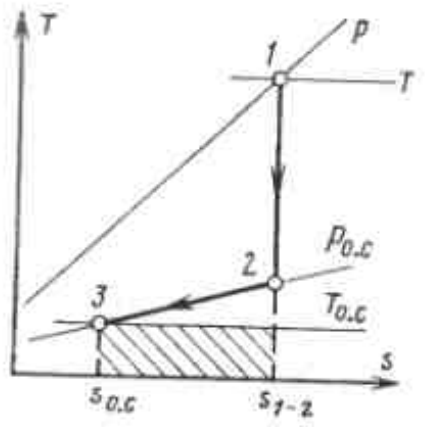


Рис. 1.11. Схема процесса обратимого взаимодействия потока рабочего тела с окружающей средой.

Удельная работа, получаемая при рассматриваемом обратимом взаимодействии потока газа с окружающей средой, т. е. удельная эксергия, может быть представлена как сумма двух слагаемых:

$$e = l = l_{1\text{-}2} + l_{2\text{-}3}.$$

Работа изэнтропного расширения газа

$$l_{1\text{-}2} = i_1 - i_2.$$

Работа, полученная за счет тепла, отведенного при изобарном изменении состояния газа,

$$l_{2\text{-}3} = \int_3^2 \tau_e dq = \int_3^2 dq\,(1 - T_{o.c}/T) =$$

$$= \int_3^2 dq - \int_3^2 T_{o.c}\,ds = i_2 - i_3 -$$

$$- T_{o.c}(s_2 - s_3). \qquad (1.9)$$

В данном случае

$$i_1 = i;\ s_2 = s_1 = s;\ i_3 = i_{o.c};\ s_3 = s_{o.c}.$$

Суммарная работа l, равная удельной эксергии,

$$l = e = i - i_{o.c} - T_{o.c}(s - s_{o.c}). \qquad (1.10)$$

Уравнение (1.10) показывает, что удельная эксергия потока не равна разности энтальпий потока в данном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой и может быть как больше, так и меньше ее. При i=const и T=const увеличение начальной энтропии потока соответствует снижению его давления.

При некотором значении энтропии s потока его давление делается равным давлению окружающей среды $p = p_{o.c}$. Однако и в этом случае

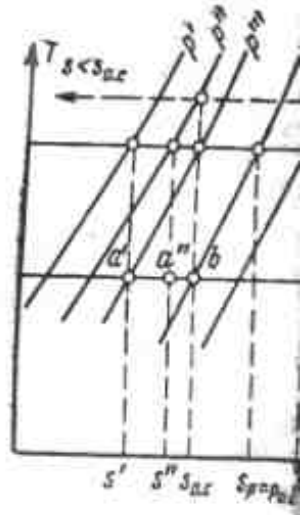


Рис. 1.12. Зависимость зна
члена уравнения (1.10) от
ления потока рабочего тел

при $i > i_{o.c}$ эксергия по
храняет положительно
При дальнейшем
энтропии потока, ког

удельная эксергия мож
равной нулю (e=0) ил
цательной величиной (
При i=const изме
ния потока приводит
значения последнего ч
ния (1.10), равного
изображенного в T,
в виде площади F пря
под изотермой $T_{o.c}$. На
s-диаграмме показано,
ется это значение в за
начального давления
давлении p' F рав
$s'a'bs_{o.c} > 0$; при p
$s''a''bs_{o.c} > 0$; при p'''
дальнейшем снижении
тока F становится от
величиной, абсолютное
торой непрерывно возра
ре снижения начальног
Выше было рассмотр
ление эксергии газово
т. е. потока упругого ве
регатное состояние кото
меняется при взаимодей
ружающей средой.
На рис. 1.13 на T, s
точкой *1* показано состоя
пара (например, водяно
метрами p, T, i, s, поток
в области перегретого па

вух последовательных
изэнтропного расшире-
ния p до давления $p_{o.c}$
) и изобарного процес-
тепла от газа к вто-
бочему агенту, совер-
боту в интервале тем-
и окружающей среды
).

работа, получаемая
триваемом обратимом
вии потока газа с окру-
едой, т. е. удельная
жет быть представлена
вух слагаемых:

$l_{2\text{-}3}$.

изэнтропного расшире-

олученная за счет теп-
ого при изобарном из-
тояния газа,

$$= \int_3^2 dq\,(1 - T_{o.c}/T) =$$

$$_c ds = i_2 - i_3 -$$

). (1.9)

случае

s; $i_3 = i_{o.c}$; $s_3 = s_{o.c}$.

ая работа l, равная
сергии,

$$-T_{o.c}(s - s_{o.c}). \quad (1.10)$$

е (1.10) показывает,
ая эксергия потока не
сти энтальпий потока
стоянии и в состоянии
окружающей средой и
как больше, так и мень-
$=$const и $T=$const уве-
льной энтропии потока
т снижению его давле-

тором значении энтро-
его давление делается
ению окружающей сре-
Однако и в этом случае

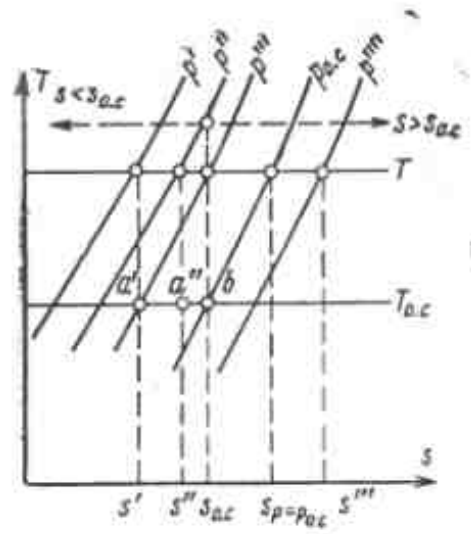


Рис. 1.12. Зависимость значения последнего члена уравнения (1.10) от начального давления потока рабочего тела.

при $i > i_{o.c}$ эксергия потока еще сохраняет положительное значение.

При дальнейшем увеличении энтропии потока, когда $s > s_{p=p_{o.c}}$, удельная эксергия может сделаться равной нулю ($e=0$) или даже отрицательной величиной ($e<0$).

При $i=$const изменение давления потока приводит к изменению значения последнего члена уравнения (1.10), равного $-T_{o.c}(s-s_{o.c})$, изображенного в T, s-диаграмме в виде площади F прямоугольника под изотермой $T_{o.c}$. На рис. 1.12 в T, s-диаграмме показано, как изменяется это значение в зависимости от начального давления потока. При давлении p' F равна площади $s'a'bs_{o.c} > 0$; при p'' — площади $s''a''bs_{o.c} > 0$; при p''' $F=0$. При дальнейшем снижении давление потока F становится отрицательной величиной, абсолютное значение которой непрерывно возрастает по мере снижения начального давления.

Выше было рассмотрено определение эксергии газового потока, т. е. потока упругого вещества, агрегатное состояние которого не изменяется при взаимодействии с окружающей средой.

На рис. 1.13 на T, s-диаграмме точкой *1* показано состояние потока пара (например, водяного) с параметрами p, T, i, s, поток находится в области перегретого пара. Состоя-

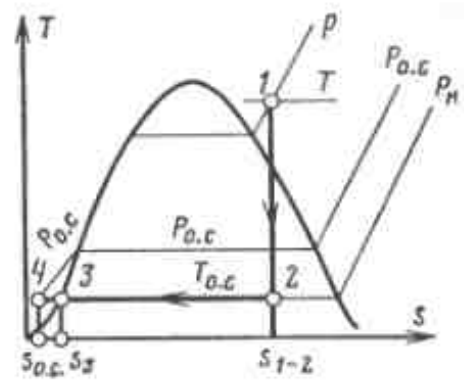


Рис. 1.13. Схема процесса обратимого взаимодействия потока пара с окружающей средой.

ние равновесия потока с окружающей средой характеризуется точкой *4*. В этом состоянии поток находится в области жидкости с параметрами $p_{o.c}$, $T_{o.c}$, $i_{o.c}$, $s_{o.c}$.

Обратимое взаимодействие рассматриваемого парового потока с окружающей средой можно представить в виде трех последовательных процессов: изэнтропного расширения от давления p до давления $p_н < p_{o.c}$, соответствующего температуре конденсации пара при температуре окружающей среды $T_{o.c}$ (участок *1-2*); процесса конденсации пара при давлении $p_н$ и температуре окружающей среды $T_{o.c}$ (участок *2-3*); изотермического повышения давления (сжатия) жидкости от давления $p_н$ до давления $p_{o.c}$ (участок *3-4*).

Удельная эксергия, или удельная работа, получаемая при рассматриваемом взаимодействии с окружающей средой единицы массового расхода потока пара, может быть представлена как сумма трех слагаемых:

$$e = l = l_{1\text{-}2} + l_{2\text{-}3} - l_{3\text{-}4}. \quad (1.11)$$

Удельная работа изэнтропного расширения

$$l_{1\text{-}2} = i_1 - i_2. \quad (1.12)$$

Конденсация пара при температуре окружающей среды происходит без отдачи работы

$$l_{2\text{-}3} = 0. \quad (1.13)$$

Работа изотермического сжатия воды

$$l_{3\text{-}4}=i_4-i_3+T_{o.c}(s_3-s_4). \qquad (1.14)$$

Из совместного решения уравнений (1.11)—(1.14) с учетом того, что

$$i_2=i_3+T_{o.c}(s_2-s_3), \qquad (1.15)$$

а также имея в виду, что $i_1=i$; $i_4=i_{o.c}$; $s_4=s_{o.c}$; $s_2=s_1=s$, находим:

$$e=l=i-i_{o.c}-T_{o.c}(s-s_{o.c}). \qquad (1.16)$$

Поскольку работа изотермического сжатия жидкости $l_{3\text{-}4}$ относительно невелика по сравнению с работой $l_{1\text{-}2}$, то для упрощения расчета часто ею пренебрегают и принимают приближенно

$$l\approx i_1-i_2. \qquad (1.17)$$

Из сравнения выражений (1.16) и (1.10) видно, что независимо от характера изменения агрегатного состояния потока в процессе обратимого взаимодействия с окружающей средой удельная эксергия потока определяется по одной и той же формуле.

Как уже было сказано выше, эксергия может быть положительной ($e>0$) и отрицательной ($e<0$).

Из уравнений (1.10) или (1.16) видно, что удельная эксергия может стать отрицательной при $s>s_{o.c}$ и при $i<i_{o.c}$.

В уравнениях (1.10) или (1.16) удельная эксергия потока выражена через энтропию, т. е. через параметр, который непосредственно не замеряется. Для удобства анализа целесообразно в некоторых случаях выражать удельную эксергию потока через параметры, непосредственно замеряемые техническими приборами. Такими параметрами потока служат температура T и давление p.

Если все процессы приведения параметров потока к параметрам окружающей среды проходят обратимо, то полученная работа не зависит от выбранного пути процессов приведения.

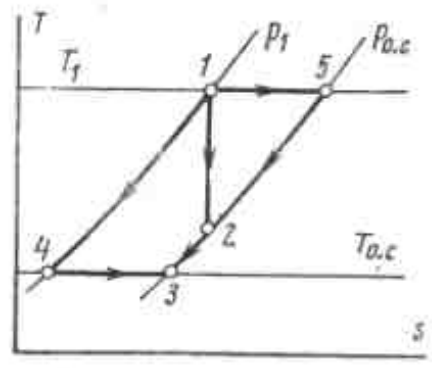


Рис. 1.14. Возможные пути приведения обратимым путем параметров потока к параметрам окружающей среды.

На рис. 1.14 на T, s-диаграмме показаны возможные процессы обратимого изменения параметров потока газа от начального состояния *1* (p_1T_1) до состояния равновесия с окружающей средой *3* ($p_{o.c}$, $T_{o.c}$).

Рассматриваемое взаимодействие потока газа с окружающей средой может совершаться при различных процессах, таких как, например:

а) изэнтропное расширение от p_1 до $p_{o.c}$ (процесс *1-2*) и изобарный процесс передачи тепла от газа вторичному рабочему агенту (*2-3*);

б) изобарный процесс передачи тепла от газа вторичному рабочему агенту (*1-4*) и изотермическое расширение газа при $T_{o.c}$ от p_1 до $p_{o.c}$ (процесс *4-3*);

в) изотермическое расширение газа при температуре T от p_1 до $p_{o.c}$ (процесс *1-5*) и изобарная передача тепла от газа вторичному рабочему агенту (*5-3*).

Процесс *1-2-3* был рассмотрен раньше (рис. 1.11).

Выведем выражение для эксергии потока для процесса *1-4-3*. Удельная работа, получаемая при рассматриваемом взаимодействии потока газа с окружающей средой, т. е. удельная эксергия, определяется суммой двух слагаемых:

$$e=l=l_{1\text{-}4}+l_{4\text{-}3}.$$

Удельная работа, полученная за счет тепла, отведенного при изобар-

ном изменении состоя
массы (например, 1 кг

$$l_{1\text{-}4}=\int_4^1 \tau_q dq=c_p\int_4^1\Big(1-$$

$$=c_p\int_4^1 dT-c_p\int_4^1 T_{o.c}\frac{dT}{T}=$$

$$=c_p[(T_1-T_4)-T_{o.c}\ln($$

$$=c_p(T_1-T_4)\Big[1-\frac{}{(T_1-T_4}$$

$$=c_p(T_1-T_4)\tau_{e.\,cp}=c_p(T$$

где $\tau_{e,cp}=1-T_{o.c}/T_{cp}$;
$-T_4)/\ln(T_1/T_4)$; $T_{cp}-$
рифмическая температу
его изобарном охлажд
до T_4.

Работа, полученная
мическом расширении
$T_{o.c}$ от давления p до да

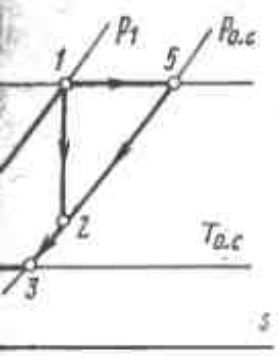
$$l_{4\text{-}3}=RT_{o.c}\ln(p/p_{o.c}).$$

Удельная эксергия по

$$e=l=c_p(T-T_{o.c})\tau_{e,cp}+RT$$
$$\times\ln(p/p_{o.c})=e_T+e_p.$$

Аналогичное выраже
быть получено также из
ния процесса *1-5-3*. Как
уравнения (1.20), удель
гия потока представляет
му двух слагаемых. Пер
мое $e_T=c_p(T-T_{o.c})\tau_{e,cp}$
ская составляющая эксе
ка — равно произведени
ва тепла $c_p(T-T_{o.c})$, по
единицей (при $T>T_{o.c}$)
нице (при $T<T_{o.c}$) массо
да потока, на коэффици
способности этого тепла

Второе слагаемое
$\times\ln(p/p_{o.c})$ — механическ
ляющая удельной эксер
ка — равно работе изоте
расширения (при $p>p_{o.c}$
тия (при $p<p_{o.c}$) единиц
го расхода потока при
ре $T_{o.c}$.



зможные пути приведения
ем параметров потока к па-
жающей среды.

ранного пути процессов

1.14 на T, s-диаграмме
зможные процессы об-
менения параметров по-
начального состояния
состояния равновесия
ей средой 3 ($p_{o.c}$, $T_{o.c}$).
иваемое взаимодейст-
аза с окружающей сре-
овершаться при различ-
ах, таких как, напри-

опное расширение от p_1
оцесс 1-2) и изобарный
едачи тепла от газа вто-
бочему агенту (2-3);
рный процесс передачи
а вторичному рабочему
и изотермическое рас-
а при $T_{o.c}$ от p_1 до $p_{o.c}$
3);
рмическое расширение
емпературе T от p_1 до
с 1-5) и изобарная пе-
а от газа вторичному
енту (5-3).
1-2-3 был рассмотрен
с. 1.11).
выражение для эксер-
для процесса 1-4-3.
абота, получаемая при
емом взаимодействии
с окружающей средой,
ая эксергия, определяет-
двух слагаемых:

$-l_{4\text{-}3}$.

работа, полученная за
отведенного при изобар-

ном изменении состояния единицы массы (например, 1 кг) газа,

$$l_{1\text{-}4}=\int_4^1 \tau_q dq = c_p\int_4^1\left(1-\frac{T_{o.c}}{T}\right)dT=$$

$$=c_p\int_4^1 dT - c_p\int_4^1 T_{o.c}\frac{dT}{T}=$$

$$=c_p\left[(T_1-T_4)-T_{o.c}\ln(T_1/T_4)\right]=$$

$$=c_p(T_1-T_4)\left[1-\frac{T_{o.c}}{(T_1-T_4)/\ln(T_1/T_4)}\right]=$$

$$=c_p(T_1-T_4)\tau_{e.\,cp}=c_p(T-T_{o.c})\tau_{e.\,cp}, \qquad (1.18)$$

где $\tau_{e,cp}=1-T_{o.c}/T_{cp}$; $T_{cp}=(T_1-T_4)/\ln(T_1/T_4)$; T_{cp} — среднелогарифмическая температура газа при его изобарном охлаждении с T_1 до T_4.

Работа, полученная при изотермическом расширении потока при $T_{o.c}$ от давления p до давления $p_{o.c}$:

$$l_{4\text{-}3}=RT_{o.c}\ln(p/p_{o.c}). \qquad (1.19)$$

Удельная эксергия потока

$$e=l=c_p(T-T_{o.c})\tau_{e,cp}+RT_{o.c}\times$$
$$\times\ln(p/p_{o.c})=e_T+e_p. \qquad (1.20)$$

Аналогичное выражение может быть получено также из рассмотрения процесса 1-5-3. Как видно из уравнения (1.20), удельная эксергия потока представляет собой сумму двух слагаемых. Первое слагаемое $e_T=c_p(T-T_{o.c})\tau_{e,cp}$ — термическая составляющая эксергии потока — равно произведению количества тепла $c_p(T-T_{o.c})$, подведенного единицей (при $T>T_{o.c}$) или к единице (при $T<T_{o.c}$) массового расхода потока, на коэффициент работоспособности этого тепла $\tau_{e,cp}$.

Второе слагаемое $e_p=RT_{o.c}\times\ln(p/p_{o.c})$ — механическая составляющая удельной эксергии потока — равно работе изотермического расширения (при $p>p_{o.c}$) или сжатия (при $p<p_{o.c}$) единицы массового расхода потока при температуре $T_{o.c}$.

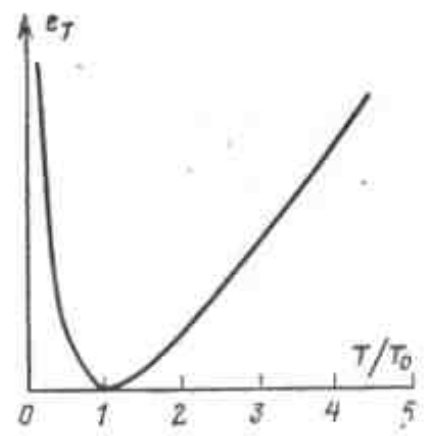


Рис. 1.15. Зависимость термической составляющей удельной эксергии потока от отношения температур $e_T=f(T/T_{o.c})$.

При $T=T_{o.c}$ $e_T=0$, так как в этом случае $T-T_{o.c}=0$ и $\tau_{e,cp}=0$.

При всех других значениях T как при $T>T_{o.c}$, так и при $T<T_{o.c}$ $e_T>0$. Это объясняется тем, что в выражении для e_T множители $(T-T_{o.c})$ и $\tau_{e,cp}$ всегда имеют один и тот же знак. При $(T-T_{o.c})<0$ $\tau_{e,cp}<0$, аналогично при $(T-T_{o.c})>0$ $\tau_{e,cp}>0$. Это означает, что при $p=p_{o.c}$, т. е. когда $e=e_T$, при обратимом приведении параметров потока вещества к параметрам окружающей среды получается работа или равноценная ей эксергия независимо от того, $T>T_{o.c}$ или $T<T_{o.c}$. Как при $T\to\infty$, так и при $T\to 0$ $e_T\to\infty$. Термическую составляющую эксергии потока можно представить и в другой модификации:

$$e_T=c_pT_{o.c}(T/T_{o.c}-1)\left[1-\right.$$
$$\left.-\frac{\ln(T/T_{o.c})}{T/T_{o.c}-1}\right], \qquad (1.21)$$

т. е. в виде однозначной функции отношения $T/T_{o.c}$.

На рис. 1.15 представлена зависимость $e_T=f(T/T_{o.c})$. Первая производная от e_T по T

$$de_T/dT=c_p(1-T_{o.c}/T) \qquad (1.22)$$

равна тангенсу угла наклона к оси абсцисс касательной к кривой $e_T=f(T/T_{o.c})$. При $T/T_{o.c}=1$ $de_T/dT=0$. При $T/T_{o.c}\neq 1$ как при увеличении отношения $T/T_{o.c}$, так и при

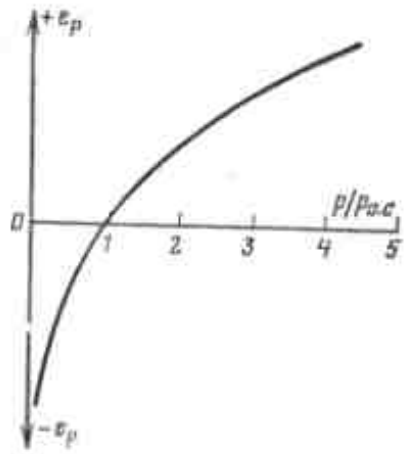


Рис. 1.16. Зависимость механической составляющей удельной эксергии потока от отношения давлений $e_p=f(p/p_{o.c})$.

его уменьшении абсолютное значение de_T/dT возрастает. При $T/T_{o.c}\to\infty$ $de_T/dT=c_p$; при $T/T_{o.c}\to 0$ $de_T/dT=-\infty$.

На рис. 1.16 представлена зависимость $e_p=f(p/p_{o.c})$. При $p/p_{o.c}=1$ механическая составляющая удельной эксергии потока $e_p=0$.

При изменении $p/p_{o.c}$ от 1 до ∞ e_p изменяется от 0 до ∞. В этой области механическая составляющая удельной эксергии потока положительна. При изменении $p/p_{o.c}$ от 1 до 0 e_p изменяется от 0 до $-\infty$. В этой области механическая составляющая удельной эксергии потока становится отрицательной величиной ($e_p<0$). Это значит, что при $T=T_{o.c}$ для обратимого приведения параметров потока, у которого $p<p_{o.c}$, к параметрам окружающей среды необходимо затратить работу или равноценную ей эксергию любого другого вида энергии.

Первая производная от e_p по p

$$de_p/dp=RT_{o.c}/p \qquad (1.23)$$

равна тангенсу угла наклона к оси абсцисс касательной к кривой $e_p=f(p/p_{o.c})$. При $p/p_{o.c}=1$ $de_p/dp=RT_{o.c}/p_{o.c}$; при $p/p_{o.c}\to\infty$ $de_p/dp\to 0$; при $p/p_{o.c}\to 0$ $de_p/dp=-\infty$.

Как следует из уравнения (1.20), удельная эксергия потока может быть представлена как алгебраическая сумма ее термической e_T и механической e_p составляющих. Поэтому зависимость $e=f(T/T_{o.c}, p/p_{o.c})$ в координатах e, $T/T_{o.c}$ может быть построена путем прибавления к ординатам кривой $e_T=f(T/T_{o.c})$ значений e_p, соответствующих различным отношениям давлений $p/p_{o.c}$.

Такая зависимость для идеального газа, близкого по своим свойствам к воздуху, имеющему $c_p=1$ кДж/(кг·К) и $R=0{,}287$ кДж/(кг·К) при $T_{o.c}=293$ К, построена на рис. 1.17.

Как видно из рис. 1.17, кривые $e=f(T/T_{o.c})$ при различных значениях $p/p_{o.c}$ проходят аналогично кривой $e_T=f(T/T_{o.c})$, соответствующей $p/p_{o.c}=1$.

При $p/p_{o.c}\geqslant 1$ и любых значениях $T/T_{o.c}$ удельная эксергия потока имеет только положительное значение ($e>0$). В области $p/p_{o.c}<1$ удельная эксергия потока может иметь как положительные значения (при $T/T_{o.c}$, значительно отличающихся от единицы), так и отрицательное (при $T/T_{o.c}$, близких к единице).

Информация о значениях составляющих эксергии e_p и e_T может быть полезной при эксергетическом анализе реальных установок трансформации тепла.

Диаграммы эксергия — энтальпия (e, i). Расчеты процессов, связанные с определением эксергии по-

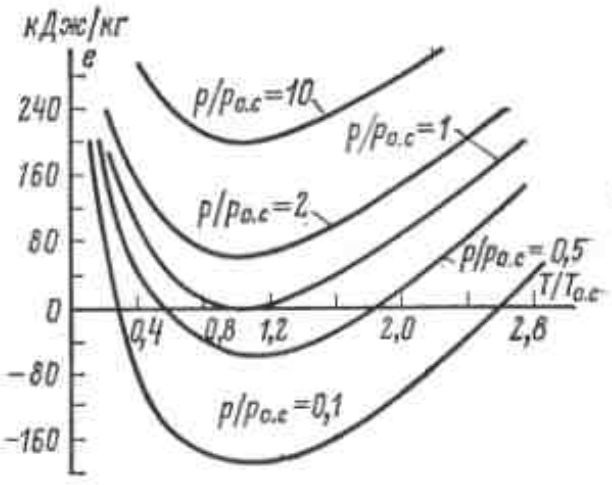


Рис. 1.17. Зависимость удельной эксергии потока газа от его начальных параметров $c_p=1$ кДж/(кг·К); $R=0{,}287$ кДж/(кг·К).



Рис. 1.18. Расположение кос
на i, e-диаграмме.

тока, существенно обл
использовании специа
грамм состояния в ко
(эксергия — энтальпия)
ние e рабочего тела
по его термодинамическ
рам. При этом парамет
щей среды $T_{o.c}$, $p_{o.c}$
постоянными.

Диаграмма e, i обы
в виде косоугольной
i, s-диаграммы, в кото
тальпии расположена
но, а ось энтропии обра
энтальпии угол больше
наклона оси s выбирает
вия, что при изменени
рабочего тела по s=со
При одинаковом масшт
и i этому условию со
угол наклона оси s к ос
135°. Линии e=const пр
полагаются горизонталь
расположения координа
диаграммы показана на

В зависимости от
свойств вещества распол

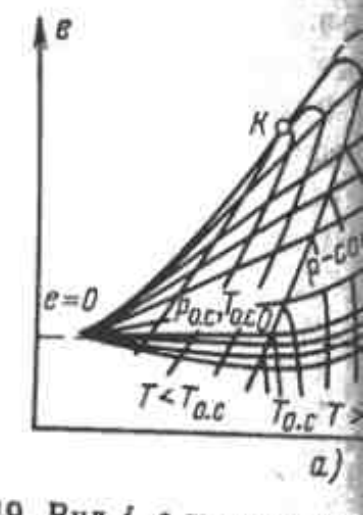


Рис. 1.19. Вид i, e-диаграммы
$а-T_{кр}>T_{o.c}$; $б-T_{кр}<T_{o.c}$.

$_p$ составляющих. По-
симость $e=f(T/T_{o.c}$,
рдинатах e, $T/T_{o.c}$ мо-
строена путем прибав-
инатам кривой $e_T=$
начений e_p, соответст-
личным отношениям
$_{o.c}$.

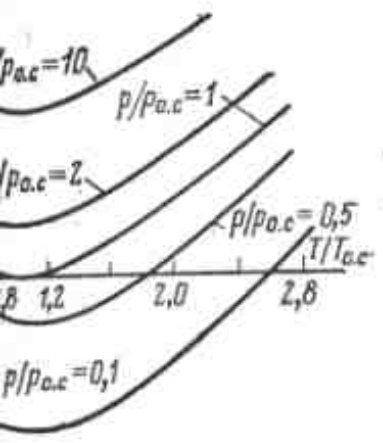
исимость для идеаль-
изкого по своим свой-
духу, имеющему $c_p=$
кг·К) и $R=0{,}287$
при $T_{o.c}=293$ К, по-
ис. 1.17.

из рис. 1.17, кривые
при различных значе-
проходят аналогично
$T/T_{o.c}$), соответствую-

$\geqslant 1$ и любых значени-
льная эксергия потока
положительное значе-
В области $p/p_{o.c}<1$
ергия потока может
ложительные значения
значительно отличаю-
ницы), так и отрица-
$T/T_{o.c}$, близких к еди-

ия о значениях со-
эксергии e_p и e_T мо-
лезной при эксергети-
изе реальных устано-
мации тепла.

ы эксергия — энталь-
асчеты процессов, свя-
еделением эксергии по-



симость удельной эксергии
его начальных параметров
К); $R=0{,}287$ кДж/(кг·К).

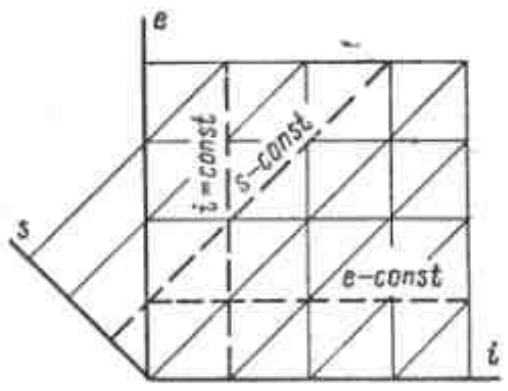


Рис. 1.18. Расположение координатных осей на i, e-диаграмме.

тока, существенно облегчаются при использовании специальных диаграмм состояния в координатах ei (эксергия — энтальпия) [7]. Значение e рабочего тела определяется по его термодинамическим параметрам. При этом параметры окружающей среды $T_{o.c}$, $p_{o.c}$ принимаются постоянными.

Диаграмма e, i обычно строится в виде косоугольной модификации i, s-диаграммы, в которой ось энтальпии расположена горизонтально, а ось энтропии образует с осью энтальпии угол больше 90°. Угол наклона оси s выбирается из условия, что при изменении состояния рабочего тела по $s=$const $\Delta e=\Delta i$. При одинаковом масштабе шкал e и i этому условию соответствует угол наклона оси s к оси i, равный 135°. Линии $e=$const при этом располагаются горизонтально. Схема расположения координатных осей диаграммы показана на рис. 1.18.

В зависимости от физических свойств вещества расположение линий его диаграммы на координатной сетке i, e выглядит различно. На рис. 1.19 показан внешний вид диаграммы для двух характерных случаев:

а) $T_{o.c}$ ниже критической температуры данного тела $T_{кр}$ (например, воды);

б) $T_{o.c}$ выше критической температуры $T_{кр}$ (например, воздуха).

В первом случае прямая $e=0$ совпадает с изотермой-изобарой влажного пара при параметрах $p_{o.c}$, $T_{o.c}$, как показано на рис. 1.19,*а*, либо проходит касательно к изобаре в точке ее пересечения с изотермой $T_{o.c}$.

К этой группе относятся также и e, i-диаграммы хладоагентов с $T^*_s=-(25\div30)$ °С.

Во втором случае (рис. 1.19,*б*) точка $e=0$ находится в области перегретого пара ($T_{o.c}>T_{кр}$). Поэтому область влажного пара, температура которого значительно ниже $T_{o.c}$, соответствует состояниям с высокой эксергией и перемещается в левый верхний край диаграммы. Чем ниже критическая температура рабочего тела, тем больше эксергия влажного пара. Такой вид диаграммы характерен для криоагентов: воздуха, азота, водорода, гелия и др.

В приложениях 3 и 10 приведены e, i-диаграммы аммиака и воздуха, а в приложении 11—e, ξ-ди-

• Температура кипения при абсолютном давлении 0,1 МПа.

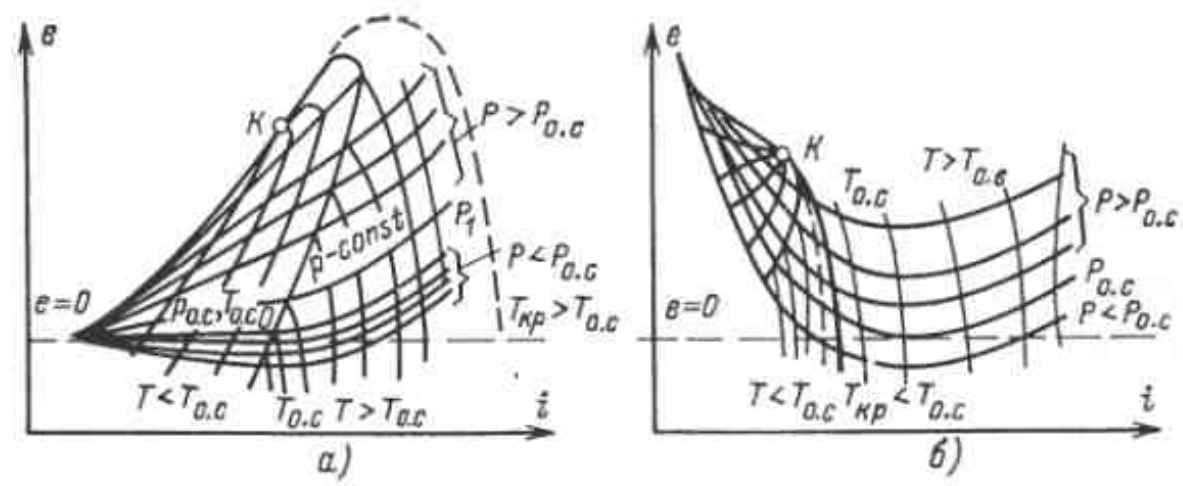


Рис. 1.19. Вид i, e-диаграммы для веществ с различными критическими температурами. $а-T_{кр}>T_{o.c}$; $б-T_{кр}<T_{o.c}$.

аграмма для смеси азота и кислорода.

Для любой изобары на e, i-диаграмме $(\partial e/\partial i)_p=\tau_e$, так как $\delta q\tau_e=(\partial e)_p$, $\delta q=(di)_p$.

Это важное равенство, показывающее, что в элементарном изобарном процессе эксергия тепла $\delta e_q=\delta q\tau_e$, равная изменению эксергии потока $(de)_p$, легко выводится из уравнения (1.10) или, что то же самое, (1.16) для эксергии потока.

Для элементарного процесса $de=di-T_{o.c}ds$.

В изобарных условиях $(di)_p=\delta q$, а $ds=\delta q/T$, следовательно,

$$(de)_p=\delta q-T_{o.c}\delta q/T=\delta q(1-T_{o.c}/T)=\delta q\tau_e.$$

Для конечного изобарного процесса

$$\Delta E=Q\tau_e=E_q. \qquad (1.24а)$$

Если значение τ_e меняется, то в уравнение (1.24а) подставляется некоторое среднее значение этой величины $\tau_{e,cp}$:

$$\Delta E=Q\tau_{e,cp}. \qquad (1.24б)$$

Равенства (1.24а) и (1.24б) широко применяются для определения эксергии тепла E_q, отдаваемой (или получаемой) потоком в изобарных условиях. При этом не нужно вычислять τ_e или $\tau_{e,cp}$, а достаточно знать $\Delta E=G\Delta e$. Это особенно удобно при переменной температуре, когда вычисление $\tau_{e,cp}$ по формулам (1.7) и (1.8) более сложно.

Составление эксергетического баланса системы. Подставив в формулы (1.3) и (1.4) соответствующие значения эксергии E вводимой и отводимой энергии всех видов, можно определить потери и КПД для всей установки и для отдельных ее элементов.

В развернутом виде эксергетический баланс в общем случае будет иметь вид, аналогичный энергетическому балансу (1.2):

$$\left.\begin{aligned}&\Sigma E_{q.\,вх}+\Sigma L_{вх}+\Sigma E_{вх}=\Sigma E_{q.\,вых}+\\&+\Sigma L_{вых}+\Sigma E_{вых}+\Sigma D,\\&\text{или}\\&\Sigma E_{q.\,вх}+\Sigma L_{вх}+\Sigma E_{вх}-\Sigma E_{q.\,вых}-\\&-\Sigma L_{вых}-\Sigma E_{вых}-\Sigma D=0.\end{aligned}\right\} \qquad (1.25а)^*$$

* Здесь и далее все поступающие потоки эксергии считаются для данной системы положительными, а отводимые — отрицательными.

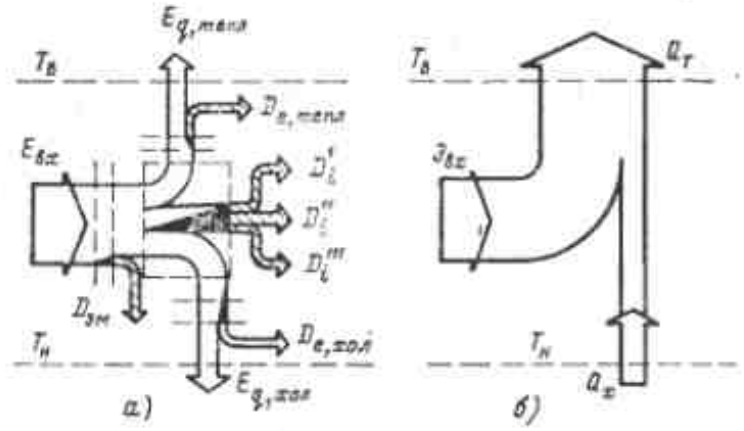


Рис. 1.20. Балансы механического трансформатора тепла.
а — эксергетический; *б* — энергетический.

Результаты расчета баланса эксергии могут быть представлены в виде таблиц или диаграмм потоков эксергии.

Для иллюстрации на рис. 1.20 представлены эксергетический (*а*) и для сравнения энергетический (*б*) балансы механического трансформатора тепла, работающего по комбинированной схеме RH, т. е. выполняющего одновременно функции рефрижератора и теплового насоса.

В установку вводится эксергия электрической энергии $E_{вх}$, которая целиком используется для работы $L_{вх}$, за исключением электромеханических потерь $D_{эм}$. Часть этой эксергии перерабатывается в эксергетическую холодопроизводительность $Q_{e,x}$ и за вычетом внешних потерь $D_{e,хол}$, связанных с теплопередачей при конечной разности температур между охлаждаемым объектом и рабочим теплом трансформатора тепла, передается охлаждаемому объекту при температуре $T_н<T_{o.c}$ в количестве $E_{q,хол}$.

Другая часть эксергии $Q_{e,т}$ за вычетом внешних потерь $D_{e,тепл}$ полезно используется в виде тепла, передаваемого нагреваемому объекту при температуре $T_в>T_{o.c}$ в количестве $E_{q,тепл}$. Величины $E_{q,тепл}$ и $E_{q,хол}$ в сумме составляют $\Sigma E_{q,вых}$ из формулы (1.25а). Вся остальная эксергия D_i теряется в различных внутренних процессах.

Общий КПД установки

$$\eta_e=(E_{q.хол}+E_{q,тепл})/E_{вх}. \qquad (1.25б)$$

Величины $E_{q,хол}$, $Q_{e,т}$ называются эксергетическими хол производительностям ются соответственно В отличие от энергет до- и теплопроизв $Q_{хол}$ и $Q_{тепл}$ их можн и относить к подведе так как они выражен превратимой энергии ют собой качественно величины.

Энергетический ба вает величины энерги ценности, зависящей о ного потенциала тепл На этой диаграмме н ражения потери от н процессов, а видны т электроэнергии $Э_{вх}=$ $Q_{тепл}$ и холода $Q_{хол}$.

Зависимость межд $Q_{хол}$ и $Q_{тепл}$ и их эксе ляется с учетом урав

$$E_{q.хол}=\tau_{e,хол}Q_{хол};$$

$$E_{q.тепл}=\tau_{e,тепл}Q_{тепл}.$$

При составлении ских балансов поступа тепла $Q_{вх}$ считаются по ми, а $Q_{вых}$ — отрицате этому в уравнении (1. тока эксергии $E_{q,хол}$ и ют одинаковые знаки, циент работоспособн в соответствии с урав отрицателен, поскольку

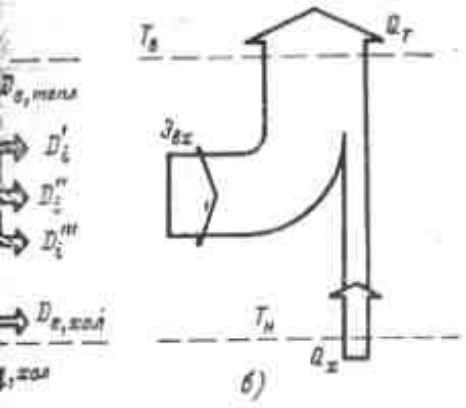
Рассмотрим несколько стых расчетов с помощью Используем для этого диагр духа (приложение 10).

1. Определим минимальн обходимую для изотермиче воздуха от 0,1 до 20 МПа При давлении 20 МПа и тем ной $T_{o.c}$, эксергия равна при той же температуре T_o 0,1 МПа эксергия равна нул

$l=\Delta e=445-0=445$ кДж/кг.

Следовательно, работа и сжатия 1 кг воздуха при T_o на 445 кДж/кг.

* Здесь и далее в кни только абсолютные давления.



ы механического трансфор-

; *б* — энергетический.

ы расчета баланса
ут быть представлены
д или диаграмм пото-

страции на рис. 1.20
эксергетический (*а*)
нения энергетический
механического транс-
епла, работающего по
ной схеме RH, т. е.
о одновременно функ-
ратора и теплового на-

ку вводится эксергия
й энергии $E_{вх}$, которая
ользуется для работы
очением электромеха-
ерь $D_{эм}$. Часть этой
рабатывается в эксер-
холодопроизводитель-
за вычетом внешних
связанных с теплопе-
онечной разности тем-
ду охлаждаемым объ-
чим теплом трансфор-
, передается охлажда-
кту при температуре
личестве $E_{q,хол}$.
асть эксергии $Q_{e,т}$ за
лних потерь $D_{e,тепл}$ по-
зуется в виде тепла,
о нагреваемому объ-
пературе $T_в > T_{о.с}$ в ко-
епл. Величины $E_{q,тепл}$ и
ие составляют $\Sigma E_{q,вых}$
(1.25а). Вся остальная
теряется в различных
роцессах.
ПД установки
$E_{q,тепл}) / E_{вх}$. (1.25б)

Величины $E_{q,хол}$, $Q_{e,х}$ и $E_{q,тепл}$, $Q_{e,т}$ называются соответственно эксергетическими холодо- и теплопроизводительностями и обозначаются соответственно $Q_{e,х}$ и $Q_{e,т}$. В отличие от энергетических холодо- и теплопроизводительностей $Q_{хол}$ и $Q_{тепл}$ их можно суммировать и относить к подведенной эксергии, так как они выражены в единицах превратимой энергии и представляют собой качественно однородные величины.

Энергетический баланс показывает величины энергии без учета их ценности, зависящей от температурного потенциала тепловых потоков. На этой диаграмме не находят отражения потери от необратимости процессов, а видны только потоки электроэнергии $Э_{вх} = E_{вх}$, тепла $Q_{тепл}$ и холода $Q_{хол}$.

Зависимость между потоками $Q_{хол}$ и $Q_{тепл}$ и их эксергией определяется с учетом уравнения (1.7):

$$E_{q,хол} = \tau_{e,хол} Q_{хол}; \qquad (1.26а)$$

$$E_{q,тепл} = \tau_{e,тепл} Q_{тепл}. \qquad (1.26б)$$

При составлении эксергетических балансов поступающие потоки тепла $Q_{вх}$ считаются положительными, а $Q_{вых}$ — отрицательными. Поэтому в уравнении (1.25б) оба потока эксергии $E_{q,хол}$ и $E_{q,тепл}$ имеют одинаковые знаки, хотя коэффициент работоспособности $\tau_{e,хол}$ в соответствии с уравнением (1.7) отрицателен, поскольку $T_н < T_{о.с}$.

Рассмотрим несколько примеров простых расчетов с помощью *e*, *i*-диаграммы. Используем для этого диаграмму *e*, *i* воздуха (приложение 10).

1. Определим минимальную работу, необходимую для изотермического сжатия воздуха от 0,1 до 20 МПа * при $T = T_{о.с}$. При давлении 20 МПа и температуре, равной $T_{о.с}$, эксергия равна 445 кДж/кг, а при той же температуре $T_{о.с}$ и давлении 0,1 МПа эксергия равна нулю. Тогда

$l = \Delta e = 445 - 0 = 445$ кДж/кг.

Следовательно, работа изотермического сжатия 1 кг воздуха при $T_{о.с} = 293$ К равна 445 кДж/кг.

* Здесь и далее в книге приводятся только абсолютные давления.

2. Найдем минимальную работу, необходимую для перевода воздуха из «нулевого» состояния ($p_{о.с} = 0{,}1$ МПа; $T_{о.с} = 293$ К) в жидкость при $p = 0{,}1$ МПа. Эксергия жидкости при $p = 0{,}1$ МПа $e = 702{,}5 - 0 = 702{,}5$ кДж/кг. Следовательно,

$l = \Delta e = 702{,}5 - 0 = 702{,}5$ кДж/кг.

Если бы воздух был предварительно охлажден, например до 150 К, его эксергия в начальной точке процесса составила бы 52,5 кДж/кг. Тогда необходимая минимальная работа была бы

$l' = \Delta e' = 702{,}5 - 52{,}5 = 650$ кДж/кг.

3. В технике ожижение газов производится путем их предварительного сжатия. При этом, чтобы получить 1 кг жидкого воздуха, приходится сжимать несколько килограммов исходного газа, чтобы обеспечить на входе в систему эксергию сжатого газа, необходимую для проведения процесса ожижения. Определим, какое количество воздуха нужно сжать до давления, например 0,6 МПа, чтобы получить 1 кг жидкости. Минимальная работа сжатия воздуха до 0,6 МПа, найденная по разности эксергий, как в примере 1, равна 150 кДж/кг. Следовательно, чтобы обеспечить эксергию, необходимую для идеального процесса ожижения 1 кг воздуха, нужно сжать до 0,6 МПа количество воздуха, равное $702{,}5/150 = 5{,}62$ кг (тогда $\Sigma E_{вых}$ будет равна $\Sigma E_{вх}$). Аналогично при давлении сжатого воздуха 12,5 МПа эксергия равна 409 кДж/кг, и, следовательно, для получения 1 кг жидкого воздуха нужно сжать $702{,}5/409 = 1{,}72$ кг исходного воздуха. Однако во всех случаях минимальная работа остается равной 702,5 кДж/кг.

Аналогично описанным примерам по разности эксергий можно определить минимальную работу перехода вещества из любого заданного состояния в другое.

4. Найдем удельную эксергию, которую нужно подвести к воздуху при $p = 6$ МПа, чтобы охладить его с 293 до 160 К.

Удельная эксергия воздуха при 6 МПа и 293 К $e_1 = 347$ кДж/кг, а при 160 К $e = 402$ кДж/кг.

Следовательно, $\Delta e = 402 - 347 = 55$ кДж/кг.

Количество тепла, отводимого от газа, равно разности энтальпий $\Delta i_{2-1} = 250 - 420 = -170$ кДж/кг. Таким образом, отводу тепла от рабочего тела при $T < T_{о.с}$ соответствует, как уже указывалось, подвод эксергии.

Наряду с перечисленными и другими расчетами, связанными с функцией *e*, диаграмма *e*, *i* позволяет производить все расчеты и построения, которые ведутся на *i*, *s*-диаграмме.

1.5. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЗАВИСИМОСТИ

Основой термодинамического анализа трансформаторов тепла служат как идеальные модели (в которых протекают обратимые циклы, квазициклы или ациклические процессы), так и идеализированные, в которых устранены те или иные потери. Наиболее широко используются такие идеализированные модели, в которых учитываются только потери, свойственные природе данного цикла (собственные потери) и не учитываются технические потери, определяемые техническим совершенством оборудования установки. Поэтому удельный расход работы или равноценной ей эксергии на трансформацию тепла в такой идеализированной системе служит тем пределом (т. е. минимальной величиной), до которого может быть доведен удельный расход эксергии в установках, работающих по данному принципу, при полном устранении технических потерь (как внутренних, связанных с процессами внутри установки, так и внешних, связанных с процессами теплообмена рабочего агента с теплоприемниками и теплоотдатчиками и взаимодействием с окружающей средой).

Значение внутренних D_i и внешних D_e технических потерь определяется, как правило, типом оборудования, размерами его основных элементов и условиями эксплуатации. Поскольку полное устранение всех внутренних и внешних потерь в установках практически невозможно, удельный расход эксергии на трансформацию тепла в реальных установках выше, чем в идеализированной модели. Целесообразная степень снижения потерь на данном уровне развития техники определяется, как правило, технико-экономическими условиями.

Идеальным циклом компрессионных трансформаторов тепла при постоянных температурах теплоприемника и теплоотдатчика служит обратный цикл Карно. В парокомпрессионных установках такой цикл протекает в области влажного пара между левой и правой пограничными кривыми хладоагента. В этих условиях он может быть осуществлен более просто, чем в области газа (рис. 1.2).

На рис. 1.21 показаны принципиальная схема парожидкостного компрессионного трансформатора тепла и процесс его работы на T, s- и i, s-диаграммах.

Влажный пар рабочего тела поступает из испарителя IV в компрессор *I* в состоянии *1* при температуре теплоотдатчика $T_н$, которой соответствует давление насыщения рабочего агента $p_н$. В компрессоре пары рабочего агента сжимаются до состояния сухого насыщенного пара *2*. В процессе повышения давления температура рабочего тела повышается до температуры теплоприемника $T_в$, которо давление насыщения $p_в$.

Сжатый пар поступает *II*, где в результате отво теплоприемнику рабочий а из состояния сухого насыще состояние жидкости *3*.

Из конденсатора жидк поступает в детандер *III*, расширения давление рабоч жается с $p_в$ до $p_н$, а темп до $T_н$. Из детандера рабоч стоянии влажного пара *4* паритель. В результате под от теплоотдатчика рабочий а теле переходит из состояния *1*, при котором он поступает

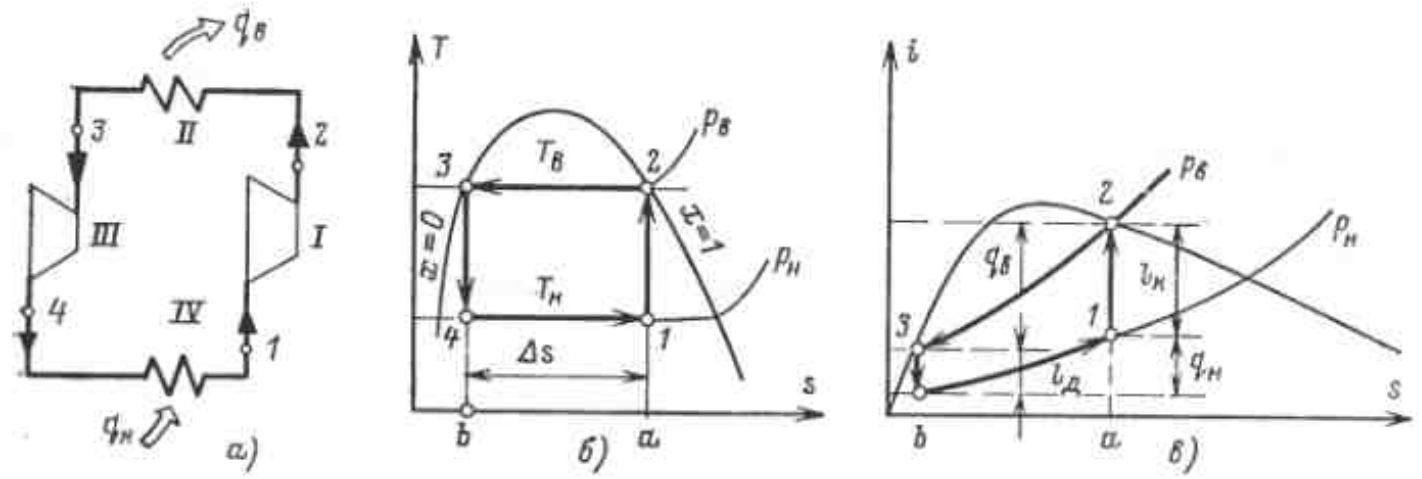


Рис. 1.21. Принципиальная схема и процесс работы идеального компрессионного трансформатора тепла.

а — принципиальная схема; *б* — процесс на T, s-диаграмме; *в* — процесс на i, s-диаграмме; *I* — компрессор; *II* — конденсатор; *III* — детандер; *IV* — испаритель.

Как следует из рис в идеальном цикле тра тепла удельные количе работы, отнесенные к 1 агента, определяются величинами:

а) отвод тепла от чика

$$q_н = T_н \Delta s;$$

б) затраты работы, ности работ компрессо дера,

$$l = l_к - l_д = (T_в - T_н)\Delta s;$$

в) отвод тепла к т нику

$$q_в = T_в \Delta s,$$

где Δs — изменение энтр чего агента; $q_н$ и l — уде личества тепла и работы венно:

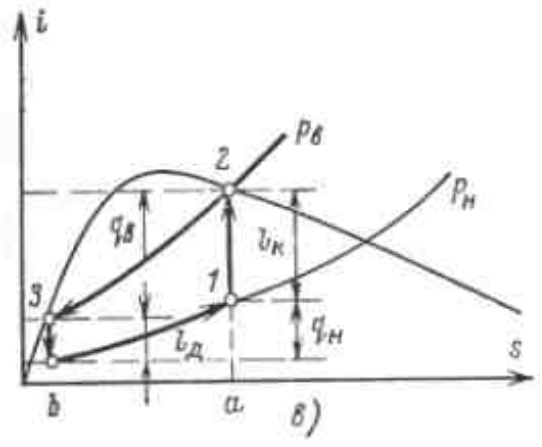
$$l = l_к - l_д = q_в - q_н.$$

Удельные затраты ра равноценной ей эксергии тепловой производительно форматора тепла зависят ратурного уровня, к котор сится эта производи Удельные затраты работ гии) в идеальном цикле, о к единице тепла, отведенно лоотдатчика с температур

$$э_н = l/q_н = (T_в - T_н)/T_н = T_в$$

, размерами его основных
ов и условиями эксплуата-
скольку полное устранение
утренних и внешних потерь
новках практически невоз-
удельный расход эксергии
нсформацию тепла в реаль-
тановках выше, чем в идеа-
анной модели. Целесооб-
степень снижения потерь на
уровне развития техники
яется, как правило, техни-
омическими условиями.
альным циклом компресси-
трансформаторов тепла при
ных температурах теплопри-
и теплоотдатчика служит
ый цикл Карно. В парокомп-
нных установках такой цикл
ает в области влажного пара
левой и правой пограничны-
ывыми хладоагента. В этих
ях он может быть осущест-
олее просто, чем в области
рис. 1.2).
рис. 1.21 показаны принци-
ая схема парожидкостного
ссионного трансформатора
и процесс его работы на T,
s-диаграммах.

жный пар рабочего тела поступает
ителя IV в компрессор *I* в состоя-
при температуре теплоотдатчика
рой соответствует давление насы-
абочего агента $p_в$. В компрессоре
бочего агента сжимаются до со-
сухого насыщенного пара *2*. В
повышения давления температура
тела повышается до температуры



идеального компрессионного транс-

— процесс на i, s-диаграмме; I — ком-

теплоприемника $T_в$, которой соответствует давление насыщения $p_в$.

Сжатый пар поступает в конденсатор *II*, где в результате отвода тепла $q_в$ к теплоприемнику рабочий агент переходит из состояния сухого насыщенного пара *2* в состояние жидкости *3*.

Из конденсатора жидкий хладоагент поступает в детандер *III*, где в процессе расширения давление рабочего агента снижается с $p_в$ до $p_н$, а температура — с $T_в$ до $T_н$. Из детандера рабочий агент в состоянии влажного пара *4* попадает в испаритель. В результате подвода тепла $q_н$ от теплоотдатчика рабочий агент в испарителе переходит из состояния *4* в состояние *1*, при котором он поступает в компрессор.

Как следует из рис. 1.21,*б* и *в*, в идеальном цикле трансформации тепла удельные количества тепла и работы, отнесенные к 1 кг рабочего агента, определяются следующими величинами:

а) отвод тепла от теплоотдатчика

$$q_н = T_н \Delta s; \qquad (1.27)$$

б) затраты работы, равные разности работ компрессора и детандера,

$$l = l_к - l_д = (T_в - T_н)\Delta s; \qquad (1.28)$$

в) отвод тепла к теплоприемнику

$$q_в = T_в \Delta s, \qquad (1.29)$$

где Δs — изменение энтропии рабочего агента; $q_н$ и l — удельные количества тепла и работы соответственно:

$$l = l_к - l_д = q_в - q_н. \qquad (1.30)$$

Удельные затраты работы или равноценной ей эксергии на единицу тепловой производительности трансформатора тепла зависят от температурного уровня, к которому относится эта производительность. Удельные затраты работы (эксергии) в идеальном цикле, отнесенные к единице тепла, отведенного от теплоотдатчика с температурой $T_н$

$$э_н = l/q_н = (T_в - T_н)/T_н = T_в/T_н - 1. \qquad (1.31)$$

Нетрудно показать, что при $T_в = T_{о.с}$ величина $э_н = -\tau_{e,н}$, т. е. удельные затраты эксергии в идеальном рефрижераторном цикле равны по абсолютному значению коэффициенту работоспособности тепла с температурой $T_н$.

При $T_в \neq T_{о.с}$

$$э_н = -\tau_{e,н} + \Delta T_в / T_н, \qquad (1.32)$$

где $\Delta T_в = T_в - T_{о.с}$.

Удельные затраты работы в идеальном цикле, отнесенные к единице тепла, отданного теплоприемнику на температурном уровне $T_в$,

$$э_в = l/q_в = (T_в - T_н)T_в = 1 - T_н/T_в. \qquad (1.33)$$

При $T_н = T_{о.с}$ величина $э_в = \tau_{e,в}$, т. е. удельная затрата эксергии в идеальном теплонасосном цикле, равна коэффициенту работоспособности тепла с температурой $T_в$.

При $T_н \neq T_{о.с}$

$$э_в = \tau_{e,в} - \Delta T_н / T_в, \qquad (1.34)$$

где $\Delta T_н = T_н - T_{о.с}$.

Величины $э_н$ и $э_в$ безразмерные. Каждая из них равна количеству работы, которое необходимо затратить для получения в идеальных условиях с помощью трансформатора тепла единицы холода (1 кДж) на температурном уровне $T_в$ или единицы тепла (1 кДж) на температурном уровне $T_в$.

Выражением (1.32) обычно пользуются для расчета удельного расхода работы в рефрижераторных установках, поскольку производительность этих установок определяется по количеству тепла, отведенного от теплоотдатчика (объекта охлаждения); выражением (1.34) — для расчета удельного расхода работы в теплонасосных установках, поскольку производительность этих установок определяется по количеству тепла, отданного теплоприемнику (объекту нагревания).

Как видно из выражений (1.31) и (1.33), удельный расход работы

в идеальном цикле трансформации тепла является однозначной функцией отношения абсолютных температур теплоотдатчика и теплоприемника $T_н/T_в$.

При уменьшении отношения $T_н/T_в$ удельный расход работы на трансформацию тепла растет. При изменении отношения $T_в/T_в$ от 0 до 1 удельный расход работы на трансформацию тепла $э$ изменяется: в рефрижераторных установках [формула (1.31)] от ∞ до 0; в теплонасосных [формула (1.33)] — от 1 до 0.

Верхний предел удельного расхода работы для теплонасосной установки $э_в=1$, соответствующий отношению $T_н/T_в=T_{о.с}/T_в=0$, показывает, что при температуре теплоприемника $T_в\to\infty$ удельный расход работы в идеальном цикле равен тепловому эквиваленту затраченной механической (электрической) энергии. Это значит, что при постоянной температуре теплоотдатчика $T_н=T_{о.с}=\text{const}$ удельный расход работы в тепловом насосе с повышением температуры теплоприемника непрерывно возрастает. При очень высоких значениях $T_в$ удельный расход работы делается практически таким же, как и в обычном электрическом нагревателе, и, следовательно, в этих условиях применение теплового насоса не имеет смысла.

Нижний предел удельного расхода работы $э_н=э_в=0$, соответствующий отношению $T_н/T_в=1$, показывает, что при $T_н=T_в$, когда теплоприемник и теплоотдатчик находятся на одном температурном уровне, использование трансформатора тепла теряет смысл.

С помощью выражения (1.7) для коэффициента работоспособности тепла можно определить удельные затраты работы (или в общем случае эксергии) в идеальном цикле при трансформации тепла одновременно на нескольких температурных уровнях.

Например, если холод в количествах Q_1 и Q_2 вырабатывается на двух различных температурных уровнях T_1 и T_2, то удельная затрата работы (или эксергии) в идеальном цикле

$$э_н=\tau_{e,1}Q_1/Q+\tau_{e,2}Q_2/Q, \qquad (1.35)$$

где $\tau_{e,1}$, $\tau_{e,2}$ — коэффициенты работоспособности тепла при температурах T_1 и T_2; $Q=Q_1+Q_2$ — суммарное количество холода.

Суммарная затрата работы или эксергии

$$L=E=э_нQ=Q_e. \qquad (1.36)$$

В общем случае при трансформации тепла в количествах Q_1, Q_2, ..., Q_n на соответственно разных температурных уровнях T_1, T_2, ..., T_n удельная затрата работы (эксергии)

$$э_н=\frac{\sum_{i=1}^{i=n}Q_i\tau_{e,i}}{\sum_{i=1}^{i=n}Q_i}. \qquad (1.37)$$

Часто возникают случаи, когда в процессе трансформации температура теплоприемника или теплоотдатчика переменна, например когда тепло поступает к рабочему агенту в испарителе от потока газа, температура которого снижается при отводе тепла с T_1 до T_2, или когда тепло передается от рабочего агента к циркулирующей в конденсаторе воде, температура которой повышается при подводе тепла от T_2 до T_1 *. В этих случаях средний коэффициент работоспособности тепла

$$\tau_{e,ср}=1-T_{о.с}/T_{ср}, \qquad (1.38)$$

где $T_{ср}$ — средний температурный уровень тепла, подведенного от теплоотдатчика или переданного теплоприемнику,

$$T_{ср}=\int_2^1 T\,ds/\Delta s=\int_2^1 \delta Q$$

ds — изменение энтро
бесконечно малом п
δQ; Δs — суммарное
энтропии тела в про
или отвода тепла.

Как известно, при
нение энтропии тела
линейной функцией
количества тепла, по
$=\delta Q/T$. Поэтому опр
как среднеарифметичес
туры конечных точек
вода или отвода теп
муле

$$T'_{ср}=(T_1+T_2)/2$$

будет приближением,
только в том случае, ко
температур T_1—T_2 неве
близка к $T_{о.с}$.

На рис. 1.22 в T,
показан характер измен
ратуры $T_н$ теплоотдатчи
лоприемника при неизот
процессе отвода и под
Как видно из рис. 1.22,
ствительного процесса
температуры $T_н$ и $T_в$
(штриховая линия) при
ложительной ошибке
значения $T_{ср}$, так как
метическая температур
действительной средней
туры:

$$T'_{ср}=(T_1+T_2)/2>T_{ср}=$$

Завышение средней те
процесса отвода или под
приводит в свою очередь
определения коэффициент
способности $\tau_{e,ср}$.

Как видно из формул
из-за завышения $T_{ср}$ а
значение $\tau_{e,ср}$ занижается
ти $T_{ср}<T_{о.с}$, т. е. для р
торных процессов, и з

---

* Естественно, что в этом случае для идеального трансформатора тепла нужен другой цикл, отличный от цикла Карно, поскольку вместо изотерм изменение состояния рабочего тела должно протекать по линиям с переменной температурой.

личных температурных
и T_2, то удельная затра-
(или эксергии) в идеаль-

$Q+\tau_{e,2}Q_2/Q,$ (1.35)

$_2$ — коэффициенты рабо-
сти тепла при температу-
T_2; $Q=Q_1+Q_2$ — суммар-
ство холода.
ная затрата работы или

$=Q_e.$ (1.36)

м случае при трансфор-
ла в количествах Q_1,
на соответственно раз-
ературных уровнях T_1,
удельная затрата работы

$\tau_{e,i}$

$\overline{\quad\quad}.$ (1.37)

Q_i

озникают случаи, когда
трансформации темпера-
приемника или теплоот-
ременна, например когда
упает к рабочему агенту
ле от потока газа, темпе-
торого снижается при
ла с T_1 до T_2, или когда
дается от рабочего агента
рующей в конденсаторе
ратура которой повыша-
подводе тепла от T_2
тих случаях средний ко-
работоспособности тепла

$_{.c}/T_{ср},$ (1.38)

средний температурный
ла, подведенного от теп-
а или переданного тепло-

енно, что в этом случае для
трансформатора тепла нужен
отличный от цикла Карно,
есто изотерм изменение со-
очего тела должно протекать
переменной температурой.

приемнику,

$$T_{ср}=\int_2^1 T\,ds/\Delta s=\int_2^1 \delta Q/\Delta s=Q/\Delta s, \tag{1.39}$$

ds — изменение энтропии тела при бесконечно малом подводе тепла δQ; Δs — суммарное изменение энтропии тела в процессе подвода или отвода тепла.

Как известно, при T=var изменение энтропии тела не является линейной функцией передаваемого количества тепла, поскольку $ds=\delta Q/T$. Поэтому определение $T_{ср}$ как среднеарифметической температуры конечных точек процесса подвода или отвода тепла по формуле

$$T'_{ср}=(T_1+T_2)/2 \tag{1.40}$$

будет приближением, допустимым только в том случае, когда разность температур T_1-T_2 невелика, а $T_{ср}$ близка к $T_{о.с}$.

На рис. 1.22 в T, s-диаграмме показан характер изменения температуры $T_н$ теплоотдатчика и $T_в$ теплоприемника при неизотермическом процессе отвода и подвода тепла. Как видно из рис. 1.22, замена действительного процесса изменения температуры $T_н$ и $T_в$ линейным (штриховая линия) приводит к положительной ошибке определения значения $T_{ср}$, так как среднеарифметическая температура больше действительной средней температуры:

$$T'_{ср}=(T_1+T_2)/2>T_{ср}=\int_2^1 T\,ds/\Delta s.$$

Завышение средней температуры процесса отвода или подвода тепла приводит в свою очередь к ошибке определения коэффициента работоспособности $\tau_{e,ср}$.

Как видно из формулы (1.38), из-за завышения $T_{ср}$ абсолютное значение $\tau_{e,ср}$ занижается в области $T_{ср}<T_{о.с}$, т. е. для рефрижераторных процессов, и завышается

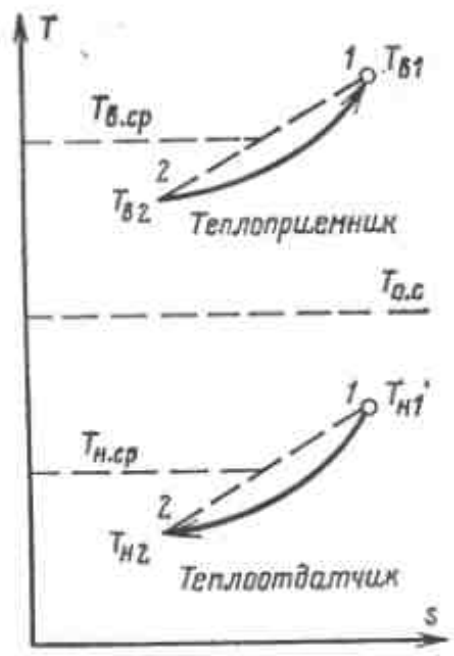


Рис. 1.22. Характер изменения температуры теплоприемника и теплоотдатчика на T, s-диаграмме.

в области $T_{ср}>T_{о.с}$, т. е. для теплонасосных процессов.

Действительное значение средней температуры можно определить, исходя из следующих соотношений. Количество тепла, переданного при бесконечно малом изменении температуры,

$$\delta Q=W\,dT=T\,ds, \tag{1.41}$$

где $W=Gc$ — тепловой эквивалент расхода теплоносителя; G — массовый расход; c — массовая теплоемкость, отсюда

$$ds=W\,dT/T; \tag{1.42}$$

$$\Delta s=\int_2^1 ds=\int_2^1 W\,dT/T. \tag{1.43}$$

При W=const, т. е. при постоянном тепловом эквиваленте расхода теплоносителя,

$$\Delta s=W\ln(T_1/T_2). \tag{1.44}$$

Полное количество переданного тепла

$$Q=\int_2^1 W\,dT. \tag{1.45}$$

При W=const

$$Q=W(T_1-T_2). \tag{1.46}$$

Из совместного решения уравнений (1.39), (1.43) и (1.46) находим:

$$T_{ср}=(T_1-T_2)/\ln(T_1/T_2). \qquad (1.47)$$

1.6. ХАРАКТЕРНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ЗОНЫ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ОБЛАСТИ

Как было показано [формулы (1.31) и (1.33)], удельная затрата работы (эксергии) в идеальной системе трансформации тепла равна по абсолютному значению коэффициенту работоспособности тепла τ_e. Поэтому по значению коэффициента работоспособности тепла $\tau_{e,н}$ теплоотдатчика можно всю область низких температур разделить на ряд зон, характеризующихся существенно различными удельными эксергетическими затратами.

На рис. 1.23 нанесена зависимость $\tau_e=f(T)$, причем на рис. 1.23,*а* показана для иллюстрации зависимость $\tau_{e,в}=f(T_в)$, характеризующая удельный расход работы в идеальной теплонасосной установке (класс Н), а на рис. 1.23,*б* — зависимость $\tau_{e,н}=f(T_н)$, характеризующая удельный расход работы

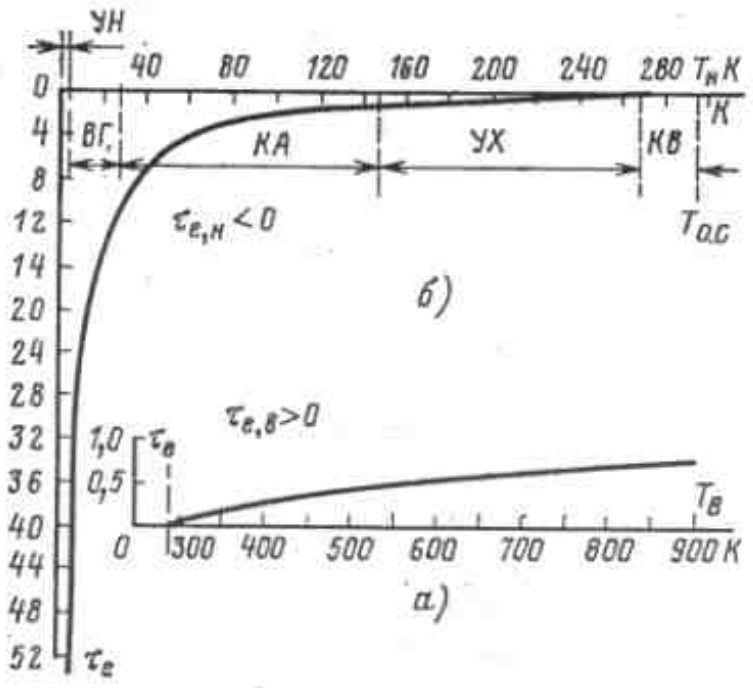


Рис. 1.23. Характерные зоны в низкотемпературной области в диаграмме $\tau_e=f(T)$ ($T_{о.с}=293$ К).

а — $T>T_{о.с}$; *б* — $T<T_{о.с}$; *УН* — зона ультранизких температур; *ВГ* — зона водородно-гелиевых температур; *КА* — зона кислородно-азотных температур; *УХ* — зона умеренно низких температур холодильной техники; *КВ* — зона кондиционирования воздуха.

Таблица 1.1

Характерные зоны низкотемпературной техники

Условное название зоны	Пределы изменения абсолютного значения коэффициента работоспособности тепла — τ_e	Пределы изменения температуры теплоотдатчика $T_н$, К ($t_н$, °С)
1. Кондиционирования воздуха *КВ*	0—0,1	293—267 (+20÷—6)
2. Умеренно низких температур холодильной техники *УХ*	0,1—1	267—146 (—6÷—127)
3. Кислородно-азотных температур *КА*	1—10	146—27 (—127÷—246)
4. Водородно-гелиевых температур *ВГ*	10—100	27—3 (—246÷—270)
5. Ультранизких температур *УН*	100—∞	Ниже 3

в идеальной рефрижераторной установке (класс R). Для удобства изображения масштаб шкалы $\tau_{e,в}$ принят в 8 раз больше масштаба шкалы $\tau_{e,н}$, а масштаб шкалы $T_в$ в 2,5 раза меньше масштаба шкалы $T_н$. При построении зависимости $\tau_e=f(T)$ $T_{о.с}$ принята 293 К.

Максимальный удельный расход работы в идеальной теплонасосной установке соответствует $T_в\to\infty$ (в этом случае $\tau_{e,в}=1$); в идеальной рефрижераторной установке он соответствует $T_н\to0$ (в этом случае $\tau_{e,н}=-\infty$). Из уравнения (1.7), а также из сравнения рис. 1.23,*а* и *б* легко установить, что при низких температурах теплоотдатчика $T_н\leqslant T_{о.с}/2$ удельный расход работы в рефрижераторных установках составит $\tau_{e,н}>1$, т. е. выше возможного максимального удельного расхода работы в теплонасосных установках.

Вся область в пределах температур 293 К$\geqslant T_н\geqslant$0 К по энергетическим характеристикам может быть

условно разделена
терных зон, показа
и в табл. 1.1.

Первая зона *КВ*
холодильных устан
мых при кондицион
ха, в которых, как
мая температура бл
туре окружающей
ограничивается
интервалом 293 К$\geqslant$
+20°С$\geqslant t_н\geqslant$—6°С. В
лютное значение ко
ботоспособности те
в пределах $0\leqslant\tau_e\leqslant0,1$

Вторая зона *УХ*
но низких температу
к холодильной техн
в пределах абсолют
коэффициента раб
тепла $0,1\leqslant-\tau_e\leqslant1$, ч
ет диапазону темпе
$\geqslant T_н\geqslant$146 К, или
$\geqslant$—127°С. В предела
ходятся нормальные
кипения $t_к$ (темпера
при атмосферном да
шинства широко ис
практике хладоагент
NH_3 (240 К), фрео
CF_2Cl_2 (243 К), фрео
CHF_2Cl (232 К),
CH_3Cl (249 К), а так
ра сублимации при
давлении двуокиси
(195 К). Кроме того,
находятся температу
ции при атмосферно
ряда газов, имеющих
мышленное значение
(189 К), закиси азота
этилена C_2H_4 (169 К
(161 К).

Третья зона *КА*,
в основном к криогенно
зона кислородно-азотны
тур — находится в пре
лютного значения к
работоспособности теп
$\leqslant10$, что соответствует
температур 146 К$\geqslant T_н\geqslant$
—127°С$\geqslant t_н\geqslant$—246°С.
зоны *КА* находятся
конденсации при атмос

Таблица 1.1

зоны низкотемпературной

	Пределы изменения абсолютного значения коэффициента работоспособности тепла—τ_e	Пределы изменения температуры теплоотдатчика $T_н$, К ($t_н$, °С)
н- з-	0—0,1	293—267 (+20÷—6)
м- р-	0,1—1	267—146 (—6÷—127)
Х о- м- А о- м-	1—10	146—27 (—127÷—246)
з- а-	10—100	27—3 (—246÷—270)
	100—∞	Ниже 3

й рефрижераторной уста-
сс R). Для удобства изо-
масштаб шкалы $\tau_{e,в}$ при-
больше масштаба шка-
сштаб шкалы $T_в$ в 2,5 ра-
масштаба шкалы $T_н$.
оении зависимости $\tau_e=$
принята 293 К.
альный удельный расход
идеальной теплонасосной
соответствует $T_н\to\infty$
чае $\tau_{e,в}=1$); в идеальной
торной установке он со-
$T_н\to0$ (в этом случае
Из уравнения (1.7),
из сравнения рис. 1.23,*а*
установить, что при низ-
ратурах теплоотдатчика
удельный расход работы
раторных установках со-
>1, т. е. выше возможно-
льного удельного расхо-
в теплонасосных уста-

асть в пределах темпера-
$\geqslant T_н\geqslant0$ К по энергетиче-
ктеристикам может быть

условно разделена на пять характерных зон, показанных на рис. 1.23 и в табл. 1.1.

Первая зона *КВ* характерна для холодильных установок, используемых при кондиционировании воздуха, в которых, как правило, требуемая температура близка к температуре окружающей среды. Эта зона ограничивается температурным интервалом $293\text{ К}\geqslant T_н\geqslant267\text{ К}$, или $+20°\text{С}\geqslant t_н\geqslant-6°\text{С}$. В этой зоне абсолютное значение коэффициента работоспособности тепла изменяется в пределах $0\leqslant\tau_e\leqslant0{,}1$.

Вторая зона *УХ* — зона умеренно низких температур, относящаяся к холодильной технике, находится в пределах абсолютного значения коэффициента работоспособности тепла $0{,}1\leqslant-\tau_e\leqslant1$, что соответствует диапазону температур $267\text{ К}\geqslant T_н\geqslant146$ К, или $-6°\text{С}\geqslant t_н\geqslant-127°\text{С}$. В пределах зоны *УХ* находятся нормальные температуры кипения t_s (температуры кипения при атмосферном давлении) большинства широко используемых на практике хладоагентов: аммиака NH_3 (240 К), фреона-12 (Ф-12) CF_2Cl_2 (243 К), фреона-22 (Ф-22) CHF_2Cl (232 К), хлорметила CH_3Cl (249 К), а также температура сублимации при атмосферном давлении двуокиси углерода CO_2 (195 К). Кроме того, в этой зоне находятся температуры конденсации при атмосферном давлении ряда газов, имеющих важное промышленное значение: ацетилена (189 *К*), закиси азота N_2O (184 К), этилена C_2H_4 (169 К), озона O_3 (161 К).

Третья зона *КА*, относящаяся в основном к криогенной технике, — зона кислородно-азотных температур — находится в пределах абсолютного значения коэффициента работоспособности тепла $1\leqslant-\tau_e\leqslant10$, что соответствует диапазону температур $146\text{ К}\geqslant T_н\geqslant27$ К, или $-127°\text{С}\geqslant t_н\geqslant-246°\text{С}$. В пределах зоны *КА* находятся температуры конденсации при атмосферном давлении ряда промышленно важных газов: криптона Kr (120 К), метана CH_4 (111 К), кислорода O_2 (90 *К*), аргона Ar (87 К), азота N_2 (77 К). В этой зоне работают установки для разделения природного газа, воздуха и получения многих ожиженных газов, в том числе таких важных, как метан, кислород, азот, аргон.

Четвертая зона *ВГ*, также относящаяся к криогенной технике, — зона водородно-гелиевых температур — находится в пределах абсолютного значения коэффициента работоспособности тепла $10\leqslant-\tau_e\leqslant100$, что соответствует диапазону температур $27\text{ К}\geqslant T_н\geqslant3$ К, или $-246°\text{С}\geqslant t_н\geqslant-270°\text{С}$. В этой зоне работают установки для получения при атмосферном давлении жидкого неона Ne (27 К), жидкого водорода H_2 (20,4 К), жидкого гелия He (4,2 К).

Пятая зона *УН* — зона ультранизких температур $T_н\leqslant3{,}0$ К. Абсолютные значения коэффициента работоспособности тепла в установках этой зоны — $\tau_e\geqslant100$.

Как видно из данных табл. 1.1, абсолютное значение коэффициента работоспособности тепла τ_e в пределах каждой зоны, за исключением зон кондиционирования воздуха и ультранизких температур, изменяется в 10 раз. Во столько же раз увеличиваются удельные эксергетические затраты в идеальной рефрижераторной установке при изменении температуры $T_н$ теплоотдатчика внутри каждой зоны от верхнего до нижнего предела.

По значению температурного интервала вторая и третья зоны наиболее широки. Температурный интервал каждой из этих зон составляет около 120 К.

1.7. ХАРАКТЕР ИЗМЕНЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ

При постоянной температуре теплоприемника $T_в=\text{const}$ изменение удельного расхода работы или равноценной ей эксергии в идеаль-

ной рефрижераторной установке в зависимости от изменения температуры теплоотдатчика характеризуется первой производной удельной затраты работы $э_н$ по $T_н$.

По уравнению (1.31)

$$(\partial э_н/\partial T_н)_{T_в} = -T_в/T^2_н. \qquad (1.48а)$$

Заменив бесконечно малые величины конечными, получим:

$$\Delta э_н/\Delta T_н = -T_в/T^2_н,$$

или

$$\Delta э_н = -\Delta T_н T_в/T^2_н. \qquad (1.48б)$$

Таким образом, $\Delta э_н$ представляет собой приращение удельного расхода эксергии в идеальной рефрижераторной установке при изменении температуры теплоотдатчика на $\Delta T_н$. Отрицательный знак правой части уравнений (1.48а) и (1.48б) показывает, что при снижении температуры теплоотдатчика удельный расход эксергии на выработку холода возрастает.

Как видно из уравнения (1.48а), величина $(\partial э_н/\partial T_н)_{Tв}$ обратно пропорциональна квадрату абсолютной температуры теплоотдатчика. Особенно резко изменяется $\partial э_н/\partial T_н$ в области низких значений $T_н$. Вблизи абсолютного нуля $\partial э_н/\partial T_н$ стремится к бесконечности.

При постоянной температуре $T_н$=const теплоотдатчика темп изменения удельного расхода эксергии в идеальной рефрижераторной системе при изменении температуры $T_в$ теплоприемника представляет собой первую производную удельной затраты работы $э_н$ по $T_в$.

На основе уравнения (1.31)

$$(\partial э_н/\partial T)_{T_н} = 1/T_н. \qquad (1.49а)$$

После замены бесконечно малых величин конечными получим:

$$\Delta э_н/\Delta T_в = 1/T_н. \qquad (1.49б)$$

По физическому смыслу $\Delta э_н$ представляет собой приращение удельного расхода эксергии на выработку холода при изменении температуры теплоприемника на $\Delta T_в$.

Положительный знак правой части уравнений (1.49а) и (1.49б) показывает, что при снижении температуры теплоприемника удельный расход эксергии на выработку холода уменьшается. На основе формул (1.48б) и (1.49б)

$$\Delta э_н/\Delta T_н = \Delta э_н T_в/(\Delta T_в T_н). \qquad (1.50)$$

Так как в рефрижераторных установках класса R отношение $T_в/T_н > 1$, то из уравнения (1.50) следует, что в идеальных системах приращение удельного расхода эксергии $\Delta э_н/\Delta T_н$ от изменения температуры теплоотдатчика $\Delta T_н$ больше приращения удельного расхода эксергии $\Delta э_н/\Delta T_в$ на такую же величину изменения температуры теплоприемника $\Delta T_в$. При этом с понижением температуры $T_н$ теплоотдатчика (объекта охлаждения) отношение $\frac{\Delta э_н}{\Delta T_н}:\frac{\Delta э_н}{\Delta T_в}$ возрастает.

Так как в рефрижераторных установках понижение температуры $T_н$ теплоотдатчика вызывает большее увеличение удельного расхода работы (эксергии), чем такое же повышение температуры $T_в$ теплоприемника, то при прочих равных условиях оптимальная средняя разность температур хладоносителя и рабочего агента в испарителе, как правило, должна быть меньше, чем в конденсаторе.

Выведенные аналогично аналитические зависимости для определения приращения удельного расхода эксергии на трансформацию тепла в идеальных теплонасосных установках в зависимости от изменения температуры теплоотдатчика и теплоприемника показывают, что и для этих установок $\Delta э_в/\Delta T_н > \Delta э_в/\Delta T_в$.

1.8. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ХЛАДОАГЕНТОВ И КРИОАГЕНТОВ

Для осуществления процесса трансформации тепла применяются

различного рода ра
модинамические и
ства которых должн
определенным требо
щим от ряда услов
установки, ее схем
верхнего температу
необходимого ресур
безопасности ее обс

Рабочие тела м
лять собой как инди
щества, так и смесь
цессе работы трансф
ла некоторые рабочие
вергаются фазовым

Как уже указы
различные виды уста
H, R и RH могут раб
ти пара и жидкости
ные установки), газа
(газожидкостные уста
(газовые установки).
случаях (получение
газов, шуги и др.) пр
частично проходить
областях: твердое те
и твердое тело — пар.

Соответственно п
областям работы опре
бования к рабочим тел

В качестве рабочих
механических трансфо
ла применяется нескол
ществ:

а) хладоагенты — в
смеси, имеющие пр
0,1 МПа температуру
(при нормальном дав
120 К.

При $T_в$=350—250 К
используются в больши
ев в теплонасосных уст
$T_в$=273—120 К — в уст
диционирования возду
дильных установках;

---

* В этой главе рассмо
тела трансформаторов тепла
принцип работы которых о
вышении и понижении давл
тела. Рабочие тела установо
да (электромагнитных) ра
гл. 10.

при изменении темпе-
оприемника на $\Delta T_в$.
льный знак правой
ний (1.49а) и (1.49б)
что при снижении тем-
лоприемника удельный
гии на выработку холо-
тся. На основе формул
49б)

$$T_в/(\Delta T_в T_н). \qquad (1.50)$$

в рефрижераторных
класса R отношение
из уравнения (1.50)
в идеальных системах
удельного расхода
$_н/\Delta T_н$ от изменения
теплоотдатчика $\Delta T_н$
щения удельного рас-
ии $\Delta э_н/\Delta T_в$ на такую
изменения температу-
емника $\Delta T_в$. При этом
м температуры $T_н$ теп-
(объекта охлаждения)
$\frac{э_н}{T_н}:\frac{\Delta э_н}{\Delta T_в}$ возрастает.

в рефрижераторных
понижение температуры
тчика вызывает боль-
ение удельного расхода
ргии), чем такое же по-
пературы $T_в$ теплопри-
ри прочих равных усло-
льная средняя разность
хладоносителя и рабо-
в испарителе, как пра-
а быть меньше, чем
ре.
ые аналогично анали-
висимости для опреде-
щения удельного расхо-
на трансформацию теп-
ых теплонасосных уста-
висимости от изменения
теплоотдатчика и теп-
показывают, что и
установок $\Delta э_в/\Delta T_н >$

АРАКТЕРИСТИКА
ОВ И КРИОАГЕНТОВ

уществления процесса
ции тепла применяются

различного рода рабочие тела, термодинамические и физические свойства которых должны удовлетворять определенным требованиям, зависящим от ряда условий: назначения установки, ее схемы, нижнего и верхнего температурных уровней, необходимого ресурса установки и безопасности ее обслуживания *.

Рабочие тела могут представлять собой как индивидуальные вещества, так и смесь веществ. В процессе работы трансформаторов тепла некоторые рабочие вещества подвергаются фазовым превращениям.

Как уже указывалось в § 0.3, различные виды установок классов H, R и RH могут работать в области пара и жидкости (парожидкостные установки), газа и жидкости (газожидкостные установки) и газа (газовые установки). В некоторых случаях (получение замороженных газов, шуги и др.) процессы могут частично проходить в двухфазных областях: твердое тело — жидкость и твердое тело — пар.

Соответственно перечисленным областям работы определяются требования к рабочим телам установок.

В качестве рабочих тел в термомеханических трансформаторах тепла применяется несколько групп веществ:

а) хладоагенты — вещества и их смеси, имеющие при давлении 0,1 МПа температуру кипения T_s (при нормальном давлении) 350—120 К.

При T_s=350—250 К хладоагенты используются в большинстве случаев в теплонасосных установках; при T_s=273—120 К — в установках кондиционирования воздуха и холодильных установках;

б) криоагенты — вещества и их смеси с нормальными температурами кипения $T_s<120$ К;

в) абсорбционные пары веществ — рабочие агенты и абсорбенты абсорбционных установок (например, H_2O—LiBr, NH_3—H_2O);

г) вода. Использование воды в качестве хладоагента ограничивается сравнительно высокой температурой ее тройной точки $t_{т.т}\approx 0$°С. При этой температуре давление водяного пара очень низкое ($p_{т.т}$=0,63 кПа), а удельный объем велик ($v_{т.т}$=206 м³/кг). Поэтому вода применяется главным образом в установках кондиционирования воздуха, где обычно температура теплоотдатчика $t_н>0$°С.

Вода как хладоагент находит основное применение в установках абсорбционного и эжекционного типа.

Основные термодинамические свойства хладо- и криоагентов характеризуются параметрами: нормальная температура кипения T_s; критические параметры — давление $p_{кр}$; температура $T_{кр}$; температура затвердевания $T_{тв}$; теплота парообразования r и плавления λ.

В табл. 1.2 и 1.3 приведены основные параметры хладоагентов, применяемых в трансформаторах тепла [11—15].

Требования к хладо- и криоагентам весьма разнообразны и определяются конкретными условиями их использования в различных трансформаторах тепла, поэтому они рассмотрены в соответствующих главах.

Ниже даны только некоторые общие характеристики наиболее распространенных хладо- и криоагентов.

Хладоагенты парожидкостных установок. Аммиак NH_3 широко применяется в поршневых компрессионных, а также в абсорбционных установках при температуре испарения $t_0>-70$°С. Предельная область его использования определяется темпе-

* В этой главе рассмотрены рабочие тела трансформаторов тепла первого вида, принцип работы которых основан на повышении и понижении давления рабочего тела. Рабочие тела установок второго вида (электромагнитных) рассмотрены в гл. 10.

Таблица 1.2

Основные параметры хладоагентов

Агент	Обозначение	μ	t_s, °С	$t_{кр}$, °С	$P_{кр}$, МПа	$v_{кр}$, л/кг	t_f, °С	k
Неорганические соединения								
Вода H_2O	—	18,02	100,0	374,15	22,6	3,26	0,0	1,33
Аммиак NH_3	—	17,03	—33,35	132,4	11,5	4,130	—77,7	1,30
Двуокись углерода CO_2	—	44,01	—78,52	31,0	7,5	2,156	—56,6	1,30
Сернистый ангидрид SO_2	—	64,06	—10,10	157,2	8,0	1,920	—75,2	1,26
Закись азота N_2O	—	44,02	—88,46	36,5	7,4	2,188	—90,8	—
Шестифтористая сера SF_6	—	146,0	—63,8	45,56	3,8	1,35	—50,8	1,06
Производные насыщенных углеводородов								
Четыреххлористый углерод CCl_4	Ф-10	153,8	76,7	283,14	4,6	1,792	—22,9	1,18
Монофтортрихлорметан $CFCl_3$	Ф-11	137,39	23,7	197,78	4,5	1,805	—111,0	1,13
Дифтордихлорметан CF_2Cl_2	Ф-12	120,92	—29,8	112,04	4,2	1,793	—155,0	1,14
Трифтормонохлорметан CF_3Cl	Ф-13	104,47	—81,5	28,78	3,9	1,721	—180,0	—
Трифтормонобромметан CF_3Br	Ф-13В1	148,9	—58,7	67,5	4,1	—	—143,2	1,12
Тетрафторметан CF_4	Ф-14	88,01	—128,0	—45,5	3,8	1,580	—184,0	1,22
Монофтордихлорметан $CHFCl_2$	Ф-21	102,92	8,90	178,5	5,3	1,915	—135,0	1,16
Дифтормонохлорметан CHF_2Cl	Ф-22	86,48	—40,8	96,0	5,0	1,905	—160,0	1,16
Трифторметан CHF_3	Ф-23	70,01	—82,2	—	—	—	—160,0	—
Дихлорметан CH_2Cl_2	Ф-30	84,94	39,2	235,4	6,1	—	96,7	1,18
Хлористый метил CH_3Cl	Ф-40	50,49	—23,7	143,1	6,8	2,70	—97,6	1,20
Трифтортрихлорэтан $CFCl_2—CF_2Cl$	Ф-113	187,39	47,7	214,1	3,5	1,735	—36,6	1,09
Тетрафтордихлорэтан $CF_2Cl—CF_2Cl$	Ф-114	170,91	3,5	145,8	3,3	1,715	—94,0	1,11
Пентафтормонохлорэтан $CF_2Cl—CF_3$	Ф-115	154,48	—38,0	80,0	3,3	1,680	—106,0	1,09
Дифтормонохлорэтан $CH_3—CF_2Cl$	Ф-142	100,48	—9,2	136,4	4,2	2,30	—130,8	1,13
Трифторэтан $CH_3—CF_3$	Ф-143	84,04	—47,6	73,1	3,8	2,305	—111,3	—
Дифторэтан $CH_3—CF_2H$	Ф-152	66,05	—25,0	113,5	4,6	2,740	—	—
Хлористый этил $CH_3—CH_2Cl$	Ф-160	64,52	12,0	187,2	5,3	3,030	—138,7	1,16
н-Перфторбутан C_4F_{10}	—	238,04	—2,0	113,2	2,4	1,588	—	—
Циклические органические соединения								
Октафторциклобутан C_4F_8	ФС-318	200,0	—6,42	115,39	2,9	1,5835	—40,2	—
Насыщенные углеводороды								
Этан C_2H_6	Ф-170	30,06	—88,6	32,1	5,0	4,7	—183,2	1,25
Пропан C_3H_8	Ф-290	44,1	—42,1	96,8	4,3	4,46	—187,1	1,13
н-Бутан C_4H_{10}								
Изобутан $(CH_3)_3CH$								
н-Пентан C_5H_{12}								
Ненасыщенные углеводороды и их производные								
Этилен C_2H_4								
Пропилен $CH_2—CH—CH_3$								
Дихлорэтан $C_2H_2Cl_2$								
Дифторэтилен $CH_2—CF_2$								
Дифтормонохлорэтилен $CHCl—CF_2$								
Бромистый винил $CH_2—CHBr$								
Алифатические амины								
Метиламин $CH_3—NH_2$								
Этиламин $C_2H_5—NH_2$								
Органические кислородные соединения								
Диметиловый эфир C_2H_6O								
Диэтиловый эфир $C_4H_{10}O$								
Метилформиат $HCOOCH_3$								

ратурой тройной т
=—77,7°С.

Основные преимуще
ка: малый удельный
температурах испарени
области его использова
теплота парообразован
обнаружения утечек
острому запаху, незначи
творимость в масле. Ам
зывает корродирующег
вия на сталь, но в прису
разъедает цинк, медь, бр
гие медные сплавы, за и
фосфористой бронзы.

К недостаткам аммиа
ся его ядовитость, а так
опасность и горючесть
ленных концентрациях в

Двуокись углерода
тральна к металлам, не

Таблица 1.2

$P_{кр}$, МПа	$v_{кр}$, л/кг	t_f, °С	k
22,6	3,26	0,0	1,33
1,5	4,130	—77,7	1,30
7,5	2,156	—56,6	1,30
8,0	1,920	—75,2	1,26
7,4	2,188	—90,8	—
3,8	1,35	—50,8	1,06
4,6	1,792	—22,9	1,18
4,5	1,805	—111,0	1,13
4,2	1,793	—155,0	1,14
3,9	1,721	—180,0	—
4,1	—	—143,2	1,12
3,8	1,580	—184,0	1,22
5,3	1,915	—135,0	1,16
5,0	1,905	—160,0	1,16
—	—	—160,0	—
6,1	—	96,7	1,18
6,8	2,70	—97,6	1,20
3,5	1,735	—36,6	1,09
3,3	1,715	—94,0	1,11
3,3	1,680	—106,0	1,09
4,2	2,30	—130,8	1,13
3,8	2,305	—111,3	—
4,6	2,740	—	—
5,3	3,030	—138,7	1,16
2,4	1,588	—	—
2,9	1,5835	—40,2	—
5,0	4,7	—183,2	1,25
4,3	4,46	—187,1	1,13

Продолжение табл. 1.2

Агент	Обозначение	μ	t_s, °С	$t_{кр}$, °С	$P_{кр}$, МПа	$v_{кр}$, л/кг	t_f, °С	k
н-Бутан C_4H_{10}	—	58,1	—0,5	153,0	3,6	4,29	—135,0	—
Изобутан $(CH_3)_3CH$	—	58,1	—11,7	133,7	3,8	—	—159,6	—
н-Пентан C_5H_{12}		72,10	36,0	197,0	3,4	4,29	—131,5	1,09
Ненасыщенные углеводороды и их производные								
Этилен C_2H_4	—	28,05	—103,7	9,5	5,2	4,62	—169,5	—
Пропилен $CH_2—CH—CH_3$	—	42,08	—47,7	91,4	4,7	4,28	—185,0	—
Дихлорэтан $C_2H_2Cl_2$	—	96,9	50,0	243,0	5,6	—	—56,6	1,14
Дифторэтилен $CH_2—CF_2$	—	64,04	—85,7	30,1	4,5	2,40	—	—
Дифтормонохлорэтилен $CHCl—CF_2$	—	98,49	—18,6	127,4	4,5	2,00	—	—
Бромистый винил $CH_2—CHBr$	—	106,9	15,6	—	—	—	—140,0	1,20
Алифатические амины								
Метиламин $CH_3—NH_2$	—	31,06	—6,7	156,9	7,6	—	—92,5	1,18
Этиламин $C_2H_5—NH_2$	—	45,08	7,0	164,6	5,6	—	—93,0	1,15
Органические кислородные соединения								
Диметиловый эфир C_2H_6O	—	46,07	—24,8	126,9	5,5	3,685	—138,0	—
Диэтиловый эфир $C_4H_{10}O$	—	74,12	34,5	194,0	3,7	3,770	—116,3	1,08
Метилформиат $HCOOCH_3$	—	60,03	31,2	214,0	6,1	2,865	—100,4	1,12

ратурой тройной точки $t_{т.т}$ = = —77,7°С.

Основные преимущества аммиака: малый удельный объем при температурах испарения в основной области его использования, большая теплота парообразования, легкость обнаружения утечек благодаря острому запаху, незначительная растворимость в масле. Аммиак не оказывает корродирующего воздействия на сталь, но в присутствии воды разъедает цинк, медь, бронзу и другие медные сплавы, за исключением фосфористой бронзы.

К недостаткам аммиака относятся его ядовитость, а также взрывоопасность и горючесть при определенных концентрациях в воздухе.

Двуокись углерода CO_2 нейтральна к металлам, негорюча, относительно безвредна. Недостатком ее как хладоагента является низкая критическая температура $t_{кр}$ = = +31°С при сравнительно высоком критическом давлении $p_{кр}$=7,5 МПа.

Двуокись углерода применяется главным образом в установках для выработки сухого льда (твердой двуокиси углерода).

Значительное применение находят фреоны (хладоны) — галоидопроизводные предельных углеводородов. Все они химически инертны, мало- или не взрывоопасны.

Галоидные соединения насыщенных углеводородов C_nH_{2n+2}, полученные путем замены атомов водорода атомами фтора, хлора, брома ($C_nH_xF_yCl_zBr_u$), чрезвычайно многочисленны, что позволяет получить широкий спектр их свойств. Числа

Таблица 1.3

Обозначения фреонов и галоидных производных ненасыщенных углеводородов

Хладоагент	
Числовое обозначение	Химическая формула
Галоидные производные углеводородов	
10	CCl_4
11	$CFCl_3$
12	CF_2Cl_2
13	CF_3Cl
13B1	CF_3Br
14	CF_4
20	$CHCl_3$
21	$CHFCl_2$
22	CHF_2Cl
23	CHF_3
30	CH_2Cl_2
31	CH_2FCl
32	CH_2F_2
40	CH_3Cl
41	CH_3F
110	CCl_3CCl_3
111	$CFCl_2CCl_3$
112	$CFCl_2CFCl_2$
112a	CF_2ClCCl_3
113	$CF_2ClCFCl_2$
113a	CF_3CCl_3
114	CF_2ClCF_2Cl
114a	CF_3CFCl_2
114B2	CF_2BrCF_2Br
115	CF_3CF_2Cl
116	CF_3CF_3
120	$CHCl_2CCl_3$
123	$CHCl_2CF_3$
124	$CHFClCF_3$
124a	CHF_2CF_2Cl
125	CHF_2CF_3
133a	CH_2ClCF_3
140a	CH_3CCl_3
142a	CH_3CF_2Cl
143a	CH_3CF_3
150a	CH_3CHCl_2
152a	CH_3CHF_2
160	CH_3CH_2Cl
218	$CF_3CF_2CF_3$
Углеводороды	
50	CH_4
170	CH_3CH_3
290	$CH_3CH_2CH_3$
600	$CH_3CH_2CH_2CH_3$
600a	$CH(CH_3)_3$
1150	CH_2-CH_2
1270	CH_3CH-CH_2
Циклические органические соединения	
C-316	$C_4F_6Cl_2$
C-317	C_4F_7Cl
C-318	C_4F_8

Продолжение табл. 1.3

Числовое обозначение	Химическая формула
Ненасыщенные органические соединения	
1112a	CF_2-CCl_2
1113	CF_2-$CFCl$
1114	CF_2-CF_2
1120	$CHCl$-CCl_2
1130	$CHCl$-$CHCl$
1132a	CH_2-CF_2
1140	CH_2-$CHCl$
1141	CH_2-CHF
Азеотропные смеси *	
Ф-12/Ф-152a (73,8/26,2)	CF_2Cl_2/CH_3CHF_2
Ф-122/Ф-12 (75/25)	CHF_2Cl/CF_2Cl_2
Ф-22/Ф-115 (48,8/51,2)	CHF_2Cl/CF_3CF_2Cl

* Азеотропные смеси характеризуются одинаковыми составами равновесных жидкой и паровой фаз.

молекул отдельных составляющих, входящих в эти химические соединения, связаны зависимостью

$$x+y+z+u=2n+2. \qquad (1.51)$$

Сокращенное обозначение фреона (хладона) строится по форме Ф—N, где N — номер фреона (двух- или трехзначное число).

Первая цифра в двухзначном номере или первые две цифры в трехзначном обозначают тот насыщенный углеводород C_nH_{2n+2}, на базе которого получен фреон.

Установлены следующие цифры: 1—CH_4 (метан); 11—C_2H_6 (этан); 21—C_3H_8 (пропан); 31—C_4H_{10} (бутан).

Справа пишется число атомов фтора (y) во фреоне:

CF_2Cl_2, Ф-12; $C_2F_4Cl_4$, Ф-214;

CCl_4, Ф-10; C_2Cl_6, Ф-210.

При наличии во фреоне незамещенных атомов водорода число их добавляется к числу десятков номера:

$CFCl_3$, Ф-11; CF_2Cl_2, Ф-12;

$CHFCl_2$, Ф-21; CHF_2Cl, Ф-22;

$C_2F_4Cl_4$, Ф

$C_2H_2F_4Cl_2$, Ф

При наличии во
брома после основ
шется буква В, а за
мов брома:

CF_2Br_2, Ф-12В2.

Изомеры группы
имеют одинаковые чи
чения и различаются
вой в конце номера.
с наиболее симметри
не имеет буквы в кон
пример:

$C_2F_2Cl_4$=$CFCl_2CFCl_2$

$C_2F_2Cl_4$=CF_2ClCCl_3,

Степень симметр
кулы определяют, су
ные массы элементов
с каждым из атомов
меньше разность полу
ний, тем более симм
кула. В вышеприведе
во фреоне Ф-112 мол
рична, а во фреоне Ф
атомных масс групп
единенных с отдель
углерода, составляет
$-(12+2\cdot19+35,5)=3$
$\times100/(118,5+85,5)=1$
массы молекулы.

По вышеуказан
определяются также
дородов. Поскольку
дах отсутствуют ат
последней цифрой в
водородов ставится ну
этан C_2H_6 или CH_3CH
Ф-170. Обозначения
углеводородов и их пр
чинаются с буквы С

$C_4F_6Cl_2$—С-316.

В обозначение
соединений включает
тельная цифра 1,
в начале номера.
$C_2F_3Cl_3$ или CF_2Cl
C_2F_3Cl—Ф-1113.

Продолжение табл. 1.3

	Химическая формула
е органические соединения	
	CF_2-CCl_2
	CF_2-$CFCl$
	CF_2-CF_2
	$CHCl$-CCl_2
	$CHCl$-$CHCl$
	CH_2-CF_2
	CH_2-$CHCl$
	CH_2-CHF
отропные смеси *	
	CF_2Cl_2/CH_3CHF_2
	CHF_2Cl/CF_2Cl_2
	CHF_2Cl/CF_3CF_2Cl

е смеси характеризуются одинаковы-
весных жидкой и паровой фаз.

дельных составляющих,
эти химические соеди-
аны зависимостью

$=2n+2.$ (1.51)

енное обозначение фрео-
а) строится по форме
N — номер фреона (двух-
чное число).
цифра в двухзначном но-
ервые две цифры в трех-
бозначают тот насыщен-
дород C_nH_{2n+2}, на базе
олучен фреон.
лены следующие цифры:
етан); 11—C_2H_6 (этан);
(пропан); 31—C_4H_{10}

пишется число атомов
во фреоне:

-12; $C_2F_4Cl_4$, Ф-214;

10; C_2Cl_6, Ф-210.

личии во фреоне незаме-
омов водорода число их
я к числу десятков но-

Ф-11; CF_2Cl_2, Ф-12;
Ф-21; CHF_2Cl, Ф-22;

$C_2F_4Cl_4$, Ф-214;
$C_2H_2F_4Cl_2$, Ф-234.

При наличии во фреоне атомов брома после основного номера пишется буква В, а за ней число атомов брома:

CF_2Br_2, Ф-12В2.

Изомеры группы этана C_2H_6 имеют одинаковые числовые обозначения и различаются строчной буквой в конце номера. Только изомер с наиболее симметричной молекулой не имеет буквы в конце номера. Например:

$C_2F_2Cl_4$=$CFCl_2CFCl_2$, Ф-112;

$C_2F_2Cl_4$=CF_2ClCCl_3, Ф-112а.

Степень симметричности молекулы определяют, суммируя атомные массы элементов, соединенных с каждым из атомов углерода. Чем меньше разность полученных значений, тем более симметрична молекула. В вышеприведенном примере во фреоне Ф-112 молекула симметрична, а во фреоне Ф-112а разность атомных масс групп элементов, соединенных с отдельными атомами углерода, составляет $(12+3\cdot35{,}5)-(12+2\cdot19+35{,}5)=33$ или $33\times100/(118{,}5+85{,}5)=16{,}1\%$ атомной массы молекулы.

По вышеуказанному методу определяются также номера углеводородов. Поскольку в углеводородах отсутствуют атомы фтора, то последней цифрой в номерах углеводородов ставится нуль. Например, этан C_2H_6 или CH_3CH_3 обозначается Ф-170. Обозначения циклических углеводородов и их производных начинаются с буквы С. Например,

$C_4F_6Cl_2$—С-316.

В обозначение ненасыщенных соединений включается дополнительная цифра 1, записываемая в начале номера. Например,

$C_2F_3Cl_3$ или $CF_2ClCFCl_2$—Ф-113;

C_2F_3Cl—Ф-1113.

В обозначениях смесей хладоагентов указываются названия составляющих и их массовые доли. Например, смесь, состоящая из 90% Ф-22 и 10% Ф-12, записывается так: Ф22/12 (90/10) или Ф22/Ф12 (90/10).

Рассмотрим характерные особенности наиболее распространенных фреонов: Ф-11 $CFCl_3$, Ф-21 $CHFCl_2$, Ф-113 $C_2F_3Cl_3$, Ф-114 $C_2F_4Cl_2$. Они имеют высокую нормальную температуру t_s, поэтому очень удобны для теплонасосных установок.

Они характеризуются также малой удельной объемной холодопроизводительностью q_v, поэтому их применяют главным образом в турбокомпрессорных установках. Все эти фреоны малотоксичны.

Хладоагенты Ф-12 CF_2Cl_2 и Ф-22 CHF_2Cl наиболее распространены в современных компрессионных автоматизированных холодильных установках. Они широко применяются в поршневых компрессионных установках при температуре испарения $t_0\geqslant-40$°С и в турбокомпрессионных установках при $t_0\geqslant-60$°С. Агенты малотоксичны и в отсутствие влаги коррозии металла не вызывают.

Низкотемпературные хладоагенты Ф-13 CF_3Cl и Ф-14 CF_4. Они используются главным образом в нижней ступени каскадных холодильных установок и в рефрижераторах, работающих на смесях агентов; практически совершенно безвредны.

Исключительно важное значение для практического использования имеют требования нетоксичности, невзрывоопасности и негорючести рабочего вещества, так как при работе установок не исключены утечки рабочего тела в помещение.

По степени безвредности хладоагенты принято делить на шесть классов. Чем выше класс безвредности, тем слабее физиологическое воздействие агента на человеческий организм и тем менее он опасен для обслуживающего персонала.

Наиболее ядовитые агенты относятся к низшим классам безвредности:

Таблица 1.4

Взрывоопасность хладо- и криоагентов

Название агента	Химическая формула	Предельное объемное содержание в воздухе, %
Аммиак	NH_3	16—27
Метан (Ф-50)	CH_4	5—15
Дихлорэтилен	$C_2H_2Cl_2$	5—12
Этан (Ф-170)	C_2H_6	3—13
Пропан (Ф-290)	C_3H_8	2—10
Фреон Ф-40	CH_3Cl	8—17
Фреон Ф-160	C_2H_5Cl	4—12
Этилен	C_2H_4	3—34
н-Бутан	C_4H_{10}	2—7
Фреоны:		
Ф-40В1	CH_3Br	13—15
Ф-160В1	C_2H_5Br	6—11
Ф-142	$C_2H_3F_2Cl$	11—15
Водород	H_2	4—74
Азот	N_2	Инертен
Аргон	Ar	»
Неон	Ne	»

к классу 1 — сернистый ангидрид SO_2; концентрация этого агента в воздухе от 0,5 до 1% по объему приводит к смертельному исходу через 5 мин; поэтому он практически вышел из употребления;

к классу 2 — аммиак NH_3 и бромистый метил; при концентрации этих агентов в воздухе от 0,5 до 1% по объему смерть наступает через 1 ч;

к классу 3 — Ф-10, Ф-20, метилформиат $C_2H_4O_2$; при концентрации этих агентов в воздухе от 2 до 2,5% по объему смерть наступает через 1 ч;

к классу 4 — дихлорэтилен, бромистый винил C_2H_3Br, Ф-30, Ф-160; при концентрации в воздухе 2—2,5% по объему их вредное влияние сказывается при воздействии на человеческий организм в течение 2 ч.

Наиболее безопасные агенты относятся к двум самым высоким классам безвредности — 5 и 6:

к классу 5 — двуокись углерода CO_2, фреоны Ф-11, Ф-113, Ф-170, Ф-290, Ф-22, этилен, бутан C_4H_{10}; при концентрации в воздухе до 20% по объему их вредное влияние сказывается при воздействии на человеческий организм более 2 ч;

к классу 6 — фреоны Ф-12 и Ф-114; при концентрации свыше 20% по объему они не оказывают вредного влияния при воздействии на человеческий организм в течение 2 ч.

Галоидные соединения, в которых все или большинство атомов водорода замещены атомами фтора, могут быть отнесены к еще более высокому классу безвредности. Такими агентами являются фреоны Ф-13 CF_3Cl, Ф-14 CF_4, Ф-115 C_2F_5Cl.

Таблица 1.5

Допустимое содержание в воздухе воспламеняющихся хладо- и криоагентов

Название агента	Химическая формула	Содержание, кг/м³
Метан (Ф-50)	CH_4	—
Этан (Ф-170)	C_2H_6	0,04
Пропан (Ф-290)	C_3H_8	0,04
н-Бутан	C_4H_{10}	0,04
Этилен	C_2H_4	0,032
Фреоны:		
Ф-40	CH_3Cl	0,16
Ф-30	CH_2Cl_2	0,096
Ф-160	C_2H_5Cl	0,096
Метилформиат	$C_2H_4O_2$	0,11
Водород	H_2	—

Некоторые хладоагенты при определенных концентрациях их в воздухе легко воспламеняются и взрывоопасны. К числу взрывоопасных агентов относятся аммиак, углеводородные соединения, а также некоторые фреоны с большим количеством незамещенных атомов водорода.

Наибольшей взрывоопасностью характеризуются этан C_2H_6 (Ф-170), этилен C_2H_4, пропан C_3H_8 (Ф-290), бутан.

Совершенно невзрывоопасны и не воспламеняются двуокись углерода CO_2, окись азота, шестифтористая сера SF_6, фторуглероды, а также фреоны Ф-22 и Ф-23.

Данные о взрывоопасности и допустимом содержании в воздухе воспламеняющихся хладоагентов приведены в табл. 1.4 и 1.5.

Криоагенты. Свойства наиболее употеребительных криоагентов приведены в табл. 1.6. Как видно из данных таблицы, возможность выбора различных криоагентов по мере понижения температуры сужается, поскольку ниже температуры тройной точки использование рабочего тела затрудняется.

При температурах теплоотдатчика $T_н$ выше 70—80 К наиболее часто используются воздух, метан, азот и аргон, а также неон, водород и гелий (в тех случаях, когда в установке не требуется конденсация рабочего тела).

В последнее время находят применение газовые смеси, включающие азот или аргон с добавлением

Свойства криоагентов

Вещество
Азот N_2
Аргон Ar
Водород нормальный (75 водорода) H_2
Воздух
Гелий:
He^4
He^3
Двуокись углерода CO_2
Кислород O_2
Криптон Kr
Ксенон Xe
Метан CH_4
Неон Ne

• Затвердевание при 3 МПа.

низкотемпературных
углеводородов предел

При температурах
в качестве рабочих а
использовать водород,
Водород позволяет по

Параметры рабочих агенто

Параметр
Молекулярная масса μ
Критическая температура $t_$, °С
Нормальная температура к пения $t_н$, °С
Температура затвердеван t_f, °С
Плотность жидкого агента пр $t=0$°С, кг/дм³
Теплоемкость c жидкого аге та при $t=0$°С, кДж/кг
Давление пара p, МПа:
при $t=20$°С
при $t=0$°С
при $t=-10$°С
Теплота парообразования кДж/кг:
при $t=0$°С
при $t=-10$°С

Таблица 1.5

одержание в воздухе
ающихся хладо- и криоагентов

ента	Химическая формула	Содержание, кг/м³
	CH_4	—
	C_2H_6	0,04
90)	C_3H_8	0,04
	C_4H_{10}	0,04
	C_2H_4	0,032
	CH_3Cl	0,16
	CH_2Cl_2	0,096
	C_2H_5Cl	0,096
	$C_2H_4O_2$	0,11
	H_2	—

е хладоагенты при определен-
ациях их в воздухе легко вос-
и взрывоопасны. К числу
х агентов относятся аммиак,
ые соединения, а также неко-
с большим количеством не-
атомов водорода.
ей взрывоопасностью харак-
этан C_2H_6 (Ф-170), этилен
C_3H_8 (Ф-290), бутан.
но невзрывоопасны и не вос-
двуокись углерода CO_2, окись
ористая сера SF_6, фторугле-
е фреоны Ф-22 и Ф-23.

о взрывоопасности и до-
одержании в воздухе вос-
ающихся хладоагентов при-
абл. 1.4 и 1.5.

нты. Свойства наиболее
ельных криоагентов при-
табл. 1.6. Как видно из
блицы, возможность вы-
чных криоагентов по ме-
ния температуры сужает-
ьку ниже температуры
чки использование рабо-
атрудняется.
пературах теплоотдатчи-
ше 70—80 К наиболее
льзуются воздух, метан,
он, а также неон, водород
(в тех случаях, когда
е не требуется конденса-
го тела).
днее время находят при-
зовые смеси, включаю-
ли аргон с добавлением

Таблица 1.6

Свойства криоагентов

Вещество	Молекулярная масса μ	c_p/c_v	Газовая постоянная R, Дж/(кг·К)	Теплоемкость при 293 К и $p=0{,}1$ МПа, кДж/(кмоль·К)	Плотность, кг/м³, при 273 К, 0,1 МПа	Нормальная температура кипения T_s, К	Температура тройной точки $T_{т.т}$, К
Азот N_2	28	1,40	297	29,3	1,25	77,36	63,15
Аргон Ar	39,9	1,68	208	20,8	1,78	87,29	83,81
Водород нормальный (75% ортоводорода) H_2	2	1,41	4121	28,8	0,09	20,39	13,95
Воздух	29	1,40	287	29,1	1,29	78,8/81,1	—
Гелий:							
He^4	4	1,66	2078	21,1	0,18	4,21	1,78*
He^3	3,02	—	—	—	0,13	3,19	0,5*
Двуокись углерода CO_2	44	1,30	189	37,6	1,98	—	216,6
Кислород O_2	32	1,40	259,7	25,5	1,43	90,19	54,36
Криптон Kr	83,8	1,67	100,3	21,0	3,74	119,75	115,97
Ксенон Xe	131,3	1,70	63,8	20,9	5,85	165	161,36
Метан CH_4	16	1,31	522,9	35,7	0,72	111,67	90,66
Неон Ne	20,2	1,68	411,4	20,9	0,90	27,07	24,56

* Затвердевание при 3 МПа.

низкотемпературных фреонов и углеводородов предельного ряда.

При температурах от 80 до 27 К в качестве рабочих агентов можно использовать водород, неон и гелий. Водород позволяет получать температуры до 14 К. В смеси с воздухом взрывоопасен, что требует тщательной герметизации установки. Неон в отличие от водорода — инертный газ, более плотный и с большей теплотой парообразования. Он пока

Таблица 1.7

Параметры рабочих агентов — абсорбатов

Параметр	Аммиак	Метиламин	Вода	Фреон Ф-21	Дихлорметан	Метанол
	Номер рабочего агента					
	1	2	3	4	5	6
Молекулярная масса μ	17	31	18	103	85	32
Критическая температура $t_{кр}$, °С	+132,4	+156,9	+374,1	+178,5	+239	+240
Нормальная температура кипения t_s, °С	—33,4	—6,7	+100	+8,9	+40,6	+64,7
Температура затвердевания t_f, °С	—77,7	—92,5	0	—135	—96,7	—98
Плотность жидкого агента при $t=0$°С, кг/дм³	0,61	0,66	1	1,36	1,34	0,79
Теплоемкость c жидкого агента при $t=0$°С, кДж/кг	4,77	3,31	4,19	1,09	1,13	2,52
Давление пара p, МПа:						
при $t=20$°С	0,874	0,306	0,0024	0,16	0,047	0,0129
при $t=0$°С	0,438	0,139	0,0006	0,08	0,019	0,064
при $t=-10$°С	0,297	0,089	0,0003	0,05	0,011	0,002
Теплота парообразования r, кДж/кг:						
при $t=0$°С	1260	827	2500	240	354	1200
при $t=-10$°С	1300	843	2500	244	360	1210

Параметры абсорбентов

Таблица 1.8

Параметр	Вода	Нитрат лития	Роданистый аммоний	Серная кислота	Едкий натр	Едкое кали	Бромистый литий		Диметиловый эфир тетраэтиленгликоль
Молекулярная масса μ	18	69	76	98	40	56	—	87	—
Нормальная температура кипения t_s, °С	100	—	170	338	1390	1337	1312	—	265
Плотность жидкого абсорбента при t=20°С, кг/дм³	1,0	2,38	1,30	1,83	2,13	2,04	—	3,46	1,007
Теплоемкость жидкого абсорбента при 293 К, кДж/(кг·К)	4,19	—	—	1,34	—	—	—	—	2,15
Разность нормальных температур абсорбата и абсорбента Δt_s, К	133,4	106,7	203	238	1290	1227	1412	1247	256
Номера рабочих агентов по табл. 1.7	1	1	1	3	3	3	3	6	4,5

относительно дорог и может поэтому применяться только в небольших установках с температурой до 27 К. Криоагентом, пригодным для применения во всем интервале практически используемых температур, остается только гелий. Его инертность и высокая теплопроводность, а также близость по свойствам к идеальному газу (при $T>20$ К) обеспечивают возможность широкого использования гелия в криогенной технике. Гелий He^4 применяется в области температур до 0,5 К, а в смеси с He^3 и до 0,001 К.

Хладоагенты абсорбционных установок. В абсорбционных трансформаторах тепла применяются только такие рабочие агенты, для которых найдены соответствующие абсорбенты — поглотители, так как процесс работы абсорбционных установок основан на термохимических реакциях поглощения (абсорбции) рабочего агента абсорбентом и выделении (десорбции) рабочего агента из абсорбента.

Параметры рабочих агентов абсорбатов даны в табл. 1,7, а поглотителей абсорбентов — в табл. 1.8.

В настоящее время в абсорбционных установках находят основное практическое применение следующие пары веществ (рабочие агенты и абсорбенты):

1) рабочий агент — аммиак NH_3, абсорбент — вода H_2O в рефрижераторных и теплонасосных установках;

2) рабочий агент — вода H_2O, абсорбент — бромистый литий LiBr в рефрижераторных установках;

3) рабочий агент — вода H_2O, абсорбенты: едкий натр NaOH, едкое кали KOH, хлористый кальций $CaCl_2$ — в теплонасосных установках.

1.9. ХЛАДОНОСИТЕЛИ

Для транспортирования холода от низкотемпературных установок к потребителям иногда используются жидкости, температура затвердевания которых существенно ниже $T_в$. Такие вещества называются хладоносителями *.

Основные требования к хладоносителям заключаются в следующем:

* Термин «хладоноситель», так же как и «теплоноситель», имеет условный характер, поскольку тепло и холод не представляют собой среду, которую можно «носить».

Основные физические
раствора хлористого на

Отношение массы соли к массе раствора ξ	Температура затвердевания t_f, °С	Плотность при t=15° С, кг/м³
0,001	0	1000
0,015	—0,9	1010
0,029	—1,8	1020
0,056	—3,5	1040
0,175	—13,6	1130
0,231	—21,2	1175
0,263	0	1203

1) малая вязкость
гидравлических потер
водах,

2) большая теплоем
жения расхода хла
уменьшения необрат
при теплообмене;

3) малая корроз
ность по отношению
цветным металлам;

4) химическая ст

5) низкая токсич
честь, невзрывоопасно

В качестве хладоно
лодильных установках
применяются рассолы
ры хлористого натрия
ристого кальция CaCl

Температура затве
растворов зависит от
центрации ξ соли в р
от отношения массы
раствора. При нулев
ции температура затве
=0°С. При повышени

Таблица 1.8

	Едкое кали	Бромистый литий		Диметиловый эфир тетраэтиленгликоль
0	56	—	87	—
90	1337	1312	—	265
13	2,04	—	3,46	1,007
-	—	—	—	2,15
90	1227	1412	1247	256
3	3	3	6	4,5

ческое применение сле-
пары веществ (рабочие
бсорбенты):
чий агент — аммиак NH_3,
— вода H_2O в рефриже-
и теплонасосных уста-

очий агент — вода H_2O,
— бромистый литий
рефрижераторных уста-

бочий агент — вода H_2O,
ы: едкий натр NaOH,
KOH, хлористый каль-
— в теплонасосных уста-

НОСИТЕЛИ

ранспортирования холода
емпературных установок
елям иногда используют-
ги, температура затверде-
торых существенно ни-
кие вещества называются
телями *.
ые требования к хладоно-
ключаются в следующем:

«хладоноситель», так же как
тель», имеет условный харак-
у тепло и холод не представ-
реду, которую можно «носить».

Таблица 1.9

Основные физические свойства водного раствора хлористого натрия

Отношение массы соли к массе раствора ξ	Температура затвердевания t_f, °С	Плотность при t=15° С, кг/м³	Теплопроводность λ при 273 К, Вт/(м·К)	Теплоемкость c при 273 К, Дж/(кг·К)
0,001	0	1000	0,582	4,19
0,015	—0,9	1010	0,579	4,07
0,029	—1,8	1020	0,577	4,0
0,056	—3,5	1040	0,570	3,88
0,175	—13,6	1130	0,550	3,48
0,231	—21,2	1175	0,540	3,33
0,263	0	1203	0,535	3,25

1) малая вязкость для снижения гидравлических потерь в трубопроводах,

2) большая теплоемкость для снижения расхода хладоносителя и уменьшения необратимых потерь при теплообмене;

3) малая коррозионная активность по отношению к черным и цветным металлам;

4) химическая стойкость;

5) низкая токсичность, негорючесть, невзрывоопасность.

В качестве хладоносителей в холодильных установках, как правило, применяются рассолы, т. е. растворы хлористого натрия NaCl и хлористого кальция $CaCl_2$ в воде.

Температура затвердевания этих растворов зависит от массовой концентрации ξ соли в растворе, т. е. от отношения массы соли к массе раствора. При нулевой концентрации температура затвердевания t_f=0°С. При повышении концентрации соли в растворе t_f снижается. При некотором значении концентрации $\xi_{кр}$ температура затвердевания достигает минимального значения и при дальнейшем повышении концентрации снова возрастает и достигает значения температуры затвердевания чистой воды t_f=0°С. Минимальное значение температуры затвердевания для раствора хлористого натрия $NaCl+H_2O$—21,2°С соответствует $\xi_{кр}$=0,23. Минимальное значение температуры затвердевания для раствора хлористого кальция $CaCl_2+H_2O$ —55°С наблюдается при $\xi_{кр}$=0,3.

Таблица 1.10

Основные физические свойства водного раствора хлористого кальция

Отношение массы соли к массе раствора ξ	Температура затвердевания t_f, °С	Плотность при t=15°С, кг/м³	Теплопроводность при 273 К λ, Вт/(м·К)	Теплоемкость c при 273 К, кДж/(кг·К)
0,001	0	1000	0,581	4,19
0,059	—3,0	1050	0,567	—
0,115	—7,1	1100	0,553	3,50
0,178	—14,2	1160	0,530	3,17
0,238	—25,7	1220	0,502	2,93
0,266	—34,6	1250	0,488	2,84
0,284	—43,6	1270	0,478	2,78
0,299	—55,0	1286	0,472	2,74
0,303	—50,6	1290	0,470	—
0,312	—41,6	1300	0,465	—
0,333	—37,1	1320	0,457	—
0,347	—15,6	1340	0,448	—
0,373	0	1370	0,435	2,53

Данные об основных физических свойствах растворов хлористого натрия и хлористого кальция приведены в табл. 1.9 и 1.10.

Глава вторая

Парожидкостные компрессионные трансформаторы тепла (холодильные и теплонасосные установки)

2.1. УДЕЛЬНЫЕ ЭНЕРГОЗАТРАТЫ И КПД КОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Парожидкостные компрессионные трансформаторы тепла как холодильные, так и теплонасосные характеризуются тем, что их работа протекает главным образом в области влажного пара. Это позволяет приблизиться к циклу Карно наиболее простым методом. Рабочее тело в таких установках может находиться в двух агрегатных состояниях — пара и жидкости (иногда в конце сжатия в компрессоре небольшой участок цикла может проходить при $T > T_{кр}$, т. е. в области газа).

Работа таких парожидкостных трансформаторов тепла протекает в сравнительно небольших температурных пределах; верхний температурный уровень $T_в$ ограничен критической температурой рабочего агента, а нижний $T_н$ — температурой тройной точки. Соответствующие циклы выполняются как с одной ступенью сжатия — одноступенчатыми, так и с несколькими ступенями сжатия — многоступенчатыми.

Выбор числа ступеней зависит от назначения установки и условий ее работы и определяется техническими и технико-экономическими соображениями.

При относительно большой разности температур $\Delta T = T_в - T_н$ поршневые компрессионные установки часто не могут быть выполнены одноступенчатыми по техническим причинам. Это объясняется тем, что с увеличением значения ΔT растет одновременно степень повышения давления рабочего агента в компрессоре, в связи с чем снижаются его КПД и коэффициент подачи.

В случае, когда трансформация тепла в одной установке осуществляется на разных температурных уровнях, применение многоступенчатых установок вместо одноступенчатых дает выигрыш в затрате работы, окупающий дополнительные затраты, связанные с усложнением схемы и оборудования установки.

Рассмотрим схему и методику расчета одноступенчатых установок. На рис. 2.1 показаны схема и процесс работы реальной одноступенчатой паровой компрессионной установки на T, s-; i, s-p, i- и e, i-диаграммах.

Установка работает следующим образом. Тепло от теплоотдатчика подводится к рабочему агенту в испарителе *VI*. В результате подвода тепла рабочий агент кипит в испарителе при давлении p_0 и температуре T_0. Пар, полученный в испарителе, поступает в отделитель жидкости *V*, где он освобождается от капель влаги, а затем засасывается компрессором *I*.

В компрессоре пары рабочего агента сжимаются с давления p_0 до давления $p_к$. Температура конденсации пара при этом соответственно повышается с T_0 до $T_к$.

Из-за трения и необратимого теплообмена процесс сжатия в компрессоре *1-2* не совпадает с изэнтропным сжатием *1-2'*.

Из компрессора пар поступает в конденсатор *II*, где в результате отвода тепла к теплоприемнику происходят охлаждение рабочего агента и конденсация пара.

Жидкий хладоагент при давлении $p_к$ и температуре $T_к$ проходит через охладитель *III*, где в результате отвода тепла во внешнюю среду температура жидкого хладоагента снижается с $T_к$ до $T_{охл} = T_4$.

После охладителя жидкий хладоагент проходит через дроссельный вентиль *IV*, где в результате дросселирования давле-

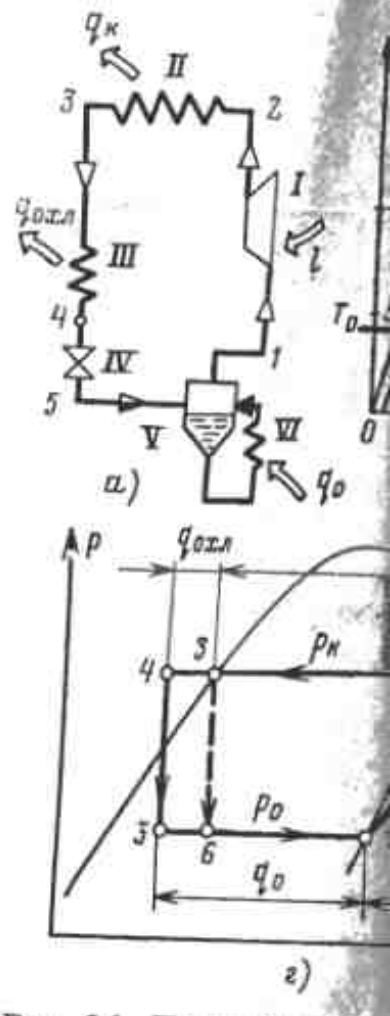


Рис. 2.1. Принципиальная форматора тепла.
а — принципиальная схема; диаграмма.

ние рабочего агента падае
температура снижается. Пр
агент частично испаряетс
сельного вентиля охлажд
агент проходит через отдел
в котором производится от
фазы от паровой. Жидкий
в испаритель *VI*, где к н
тепло q_0 теплоотдатчика
дения); полученный пар
средственно во всасывающ

Аппарат *III* в большин
называют «переохладителе
ветствует протекающему
Переохлаждением, как изв
ся процесс понижения темп
дящий вещество в метаста
ние при температуре боле
уровень соответствующего
хода *П→Ж* или *Ж→Т*. О
кости до температуры ни
затвердевания служит прим
ждения. При такой темпера
ном состоянии жидкость за

Поэтому и термин «п
широко применяемый в лит
лодильной технике, не соот
ческому содержанию соотве
цесса. Правильно называть
охлаждением, а аппарат
производится этот проце
лем.

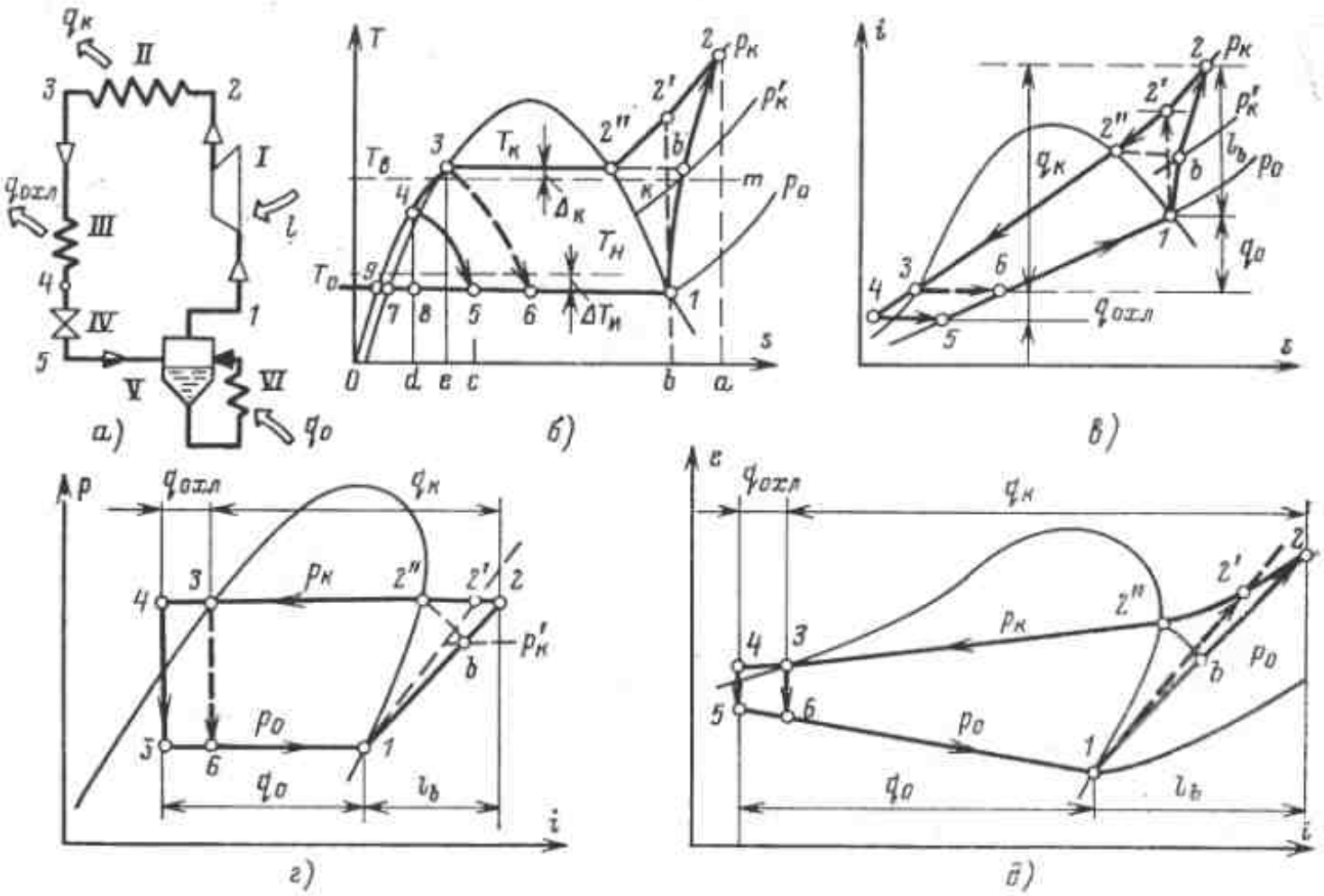


Рис. 2.1. Принципиальная схема и процесс работы реального компрессионного трансформатора тепла.

а — принципиальная схема; *б* — *T*, *s*-диаграмма; *в* — *i*, *s*-диаграмма; *г* — *p*, i-диаграмма; *д* — *i*,*e*-диаграмма.

ние рабочего агента падает с $p_к$ до p_0 и температура снижается. При этом рабочий агент частично испаряется. После дроссельного вентиля охлажденный рабочий агент проходит через отделитель жидкости, в котором производится отделение жидкой фазы от паровой. Жидкий агент поступает в испаритель *VI*, где к нему подводится тепло q_0 теплоотдатчика (объекта охлаждения); полученный пар отводится непосредственно во всасывающий патрубок.

Аппарат *III* в большинстве руководств называют «переохладителем», что не соответствует протекающему в нем процессу. Переохлаждением, как известно, называется процесс понижения температуры, приводящий вещество в метастабильное состояние при температуре более низкой, чем уровень соответствующего фазового перехода *П*→*Ж* или *Ж*→*Т*. Охлаждение жидкости до температуры ниже температуры затвердевания служит примером переохлаждения. При такой температуре в стабильном состоянии жидкость затвердевает.

Поэтому и термин «переохлаждение», широко применяемый в литературе по холодильной технике, не соответствует физическому содержанию соответствующего процесса. Правильно называть такой процесс охлаждением, а аппарат, в котором производится этот процесс, — охладителем.

Термином «охлаждение» обычно пользуются в двух принципиально различных случаях:

1) при понижении температуры какого-либо вещества или объекта независимо от причины этого понижения;

2) при отводе тепла от какого-либо вещества или объекта и в тех случаях, когда понижения температуры не происходит (или даже происходит ее повышение, как, например, в охлаждаемых цилиндрах компрессора).

Чтобы исключить противоречия, связанные с этими определениями, все процессы охлаждения делят на два вида — внешнее охлаждение и внутреннее охлаждение.

Внешнее охлаждение — процесс отвода тепла от какого-либо объекта независимо от происходящего при этом изменения его температуры. Оно характеризуется теплообменом с уменьшением энтропии охлаждаемого вещества, поскольку тепло от него отводится. Температура охлаждаемого тела при этом может меняться по-разному: она может понижаться, оставаться постоянной (при охлаждении, например, с изменением агрегатного состояния — конденсации или замораживании) и повышаться (например, при сжатии в охлаждаемом цилиндре компрессора).

Возможные процессы внешнего охлаждения (рис. 2.2,*а*) протекают левее ли-

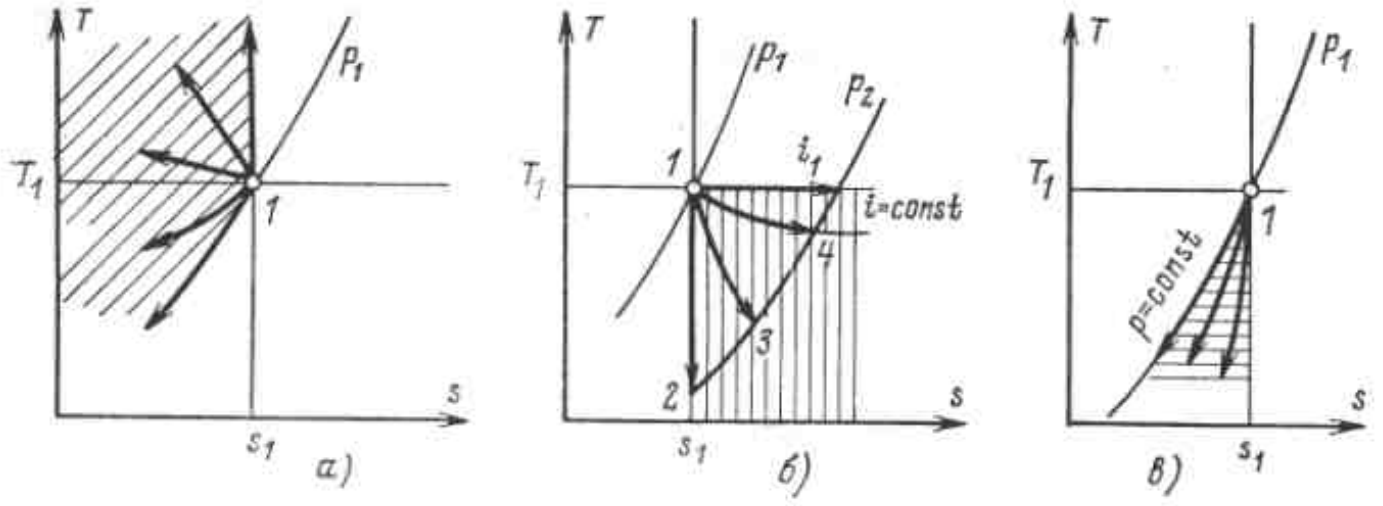


Рис. 2.2. Возможные процессы охлаждения.

а — внешнее охлаждение; *б* — внутреннее охлаждение; *в* — сочетание внешнего охлаждения с внутренним.

нии s_1, соответствующей начальной энтропии охлаждаемого тела в точке *1*.

Внутреннее охлаждение — процесс понижения температуры охлаждаемого вещества без внешнего отвода тепла. Энтропия при внутреннем охлаждении не может уменьшаться; она либо остается постоянной (идеальный процесс *1-2* на рис 2.2,*б*), либо возрастает (реальные процессы *1-3* и *1-4*). Внутреннее охлаждение происходят за счет уменьшения какой-либо обобщенной термодинамической силы (давления p в термомеханической системе, напряженности H магнитного поля в магнитокалорической системе и т. д.).

Без процесса внутреннего охлаждения работа трансформатора тепла в принципе невозможна.

В термомеханических системах наиболее распространены два процесса внутреннего охлаждения — детандирование (*1-2* — идеальный, *1-3* — реальный) и дросселирование (*1-4*, *i*-const).

В принципе возможны и процессы, в которых сочетаются внутреннее и внешнее охлаждения.

Основные отличия схемы и процесса работы реального парожидкостного компрессионного трансформатора тепла от схемы идеальной установки, приведенной на рис. 1.21, следующие.

1. В реальной установке детандер заменен дроссельным вентилем, что упрощает ее схему, но приводит к увеличению удельного расхода работы на трансформацию тепла или, что и то же, к снижению КПД установки η_e из-за потери работы детандера и уменьшения количества тепла, подводимого в испарителе установки на единицу расхода рабочего агента.

Потери, связанные с заменой детандера дроссельным вентилем, возрастают с увеличением теплоемкости жидкой фазы агента и уменьшением его теплоты парообразования при давлении p_0. Кроме того, эти потери возрастают с увеличением степени повышения давления в компрессоре $p_к/p_0$ или соответствующего отношения абсолютных температур $T_к/T_0$.

2. В реальной установке процесс сжатия в области перегретого пара необратим, в идеальной — обратим и в области влажного пара.

Замена процесса сжатия влажного пара сжатием перегретого пара повышает надежность работы компрессора благодаря устранению возможности гидравлических ударов, вызванных попаданием жидкости в компрессор. Особенно уязвимы в отношении гидравлических ударов быстроходные поршневые компрессоры, так как за время одного хода, составляющего десятые доли секунды, жидкость, попавшая в компрессор не успевает испариться.

При работе на перегретом паре увеличиваются индикаторный КПД и коэффициент подачи поршневых компрессоров благодаря уменьшению влияния вредного пространства на процесс работы компрессора *. С другой стороны, замена сжатия влажного пара сжатием перегретого

* Более подробно — см. в гл. 3.

увеличивает удельн
тия на единицу р
агента, что приводи
ного расхода рабо
отводимого от объ
полнительная затра
прессоре возрастает
теплоемкости пере
увеличением степ
давления $p_к/p_0$ ил
щего отношения те

Дополнительную
на сжатие перегрето
пиально можно у
организовать процес
ступенчато: сначал
(в идеальном слу
ное) сжатие по
(рис. 2.1,*б*), а затем
сжатие по линии *b*-2
усложняет установку
как правило, не при

3. Охлаждение жи
агента перед дроссел
служит одним из сп
ния необратимых пот
заменой детандера
вентилем.

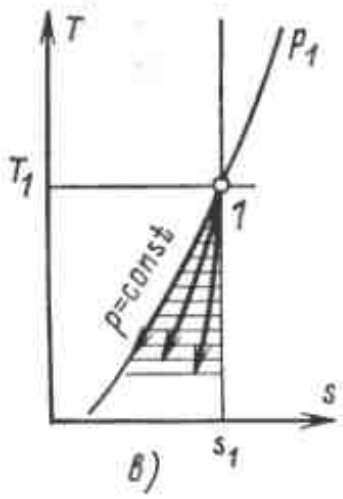
Охлаждение увел
тепла в испарителе н
хода рабочего агент
чего несколько сниж
работы на единицу т
мого тепла.

4. В реальных уста
кают эксергетические
необратимого внешне
на с теплоприемнико
датчиком в конденсат
теле установки.

Из-за этого темпер
ния рабочего агента
ниже температуры $T_в$
ка ($T_0 < T_в$), а темпер
сации $T_к$ рабочего аге
саторе выше температ
приемника ($T_к > T_в$).

Дополнительная за
из-за необратимого
возрастает с увеличен
температур в испар
$=T_в - T_0$ и конденса
$=T_в - T_к$.

Для уменьшения у



в)

е внешнего охлаждения с вну-

связанные с заменой де-
ссельным вентилем, воз-
увеличением теплоем-
ой фазы агента и умень-
теплоты парообразова-
влении p_0. Кроме того,
возрастают с увеличени-
повышения давления
ре $p_к/p_0$ или соответст-
отношения абсолютных
$T_к/T_0$.
льной установке процесс
ласти перегретого пара
в идеальной — обратим
влажного пара.
процесса сжатия влаж-
катием перегретого пара
адежность работы ком-
благодаря устранению
гидравлических уда-
ных попаданием жидко-
ессор. Особенно уязви-
нии гидравлических уда-
одные поршневые ком-
к как за время одного
ляющего десятые доли
дкость, попавшая в ком-
спевает испариться.
оте на перегретом паре
ся индикаторный КПД
ент подачи поршневых
в благодаря уменьше-
вредного пространства
работы компрессора *.
роны, замена сжатия
ра сжатием перегретого

дробно — см. в гл. 3.

увеличивает удельную работу сжатия на единицу расхода рабочего агента, что приводит к росту удельного расхода работы на единицу отводимого от объекта тепла. Дополнительная затрата работы в компрессоре возрастает с уменьшением теплоемкости перегретого пара и увеличением степени повышения давления $p_к/p_0$ или соответствующего отношения температур $T_к/T_0$.

Дополнительную затрату работы на сжатие перегретого пара принципиально можно устранить, если организовать процесс сжатия двухступенчато: сначала политропное (в идеальном случае — изэнтропное) сжатие по линии *1-b* (рис. 2.1,*б*), а затем изотермическое сжатие по линии *b-2″*. Однако это усложняет установку и на практике, как правило, не применяется.

3. Охлаждение жидкого рабочего агента перед дроссельным вентилем служит одним из способов снижения необратимых потерь, вызванных заменой детандера дроссельным вентилем.

Охлаждение увеличивает подвод тепла в испарителе на единицу расхода рабочего агента, вследствие чего несколько снижается расход работы на единицу трансформируемого тепла.

4. В реальных установках возникают эксергетические потери из-за необратимого внешнего теплообмена с теплоприемником и теплоотдатчиком в конденсаторе и испарителе установки.

Из-за этого температура T_0 кипения рабочего агента в испарителе ниже температуры $T_н$ теплоотдатчика ($T_0 < T_н$), а температура конденсации $T_к$ рабочего агента в конденсаторе выше температуры $T_в$ теплоприемника ($T_к > T_в$).

Дополнительная затрата работы из-за необратимого теплообмена возрастает с увеличением разности температур в испарителе $\Delta T_н = T_в - T_0$ и конденсаторе $\Delta T_к = T_в - T_к$.

Для уменьшения удельного расхода работы в холодильных установках следует в первую очередь максимально снижать необратимую разность температур в испарителе $\Delta T_н$. Чем ниже $T_н$ теплоотдатчика, тем при прочих равных условиях экономически целесообразнее устанавливать более низкое значение $\Delta T_в$ [формулы (1.48)—(1.50)].

В реальных холодильных установках возникают также потери эксергии в конденсаторе. Сжатый перегретый пар рабочего агента, имеющий обычно высокую температуру T_2 и соответственно высокую удельную эксергию, поступает из компрессора в конденсатор, в котором в результате необратимого теплообмена с охлаждающей средой пар конденсируется, а эксергия отведенного тепла передается окружающей среде и теряется.

Эти потери существенно снижаются в комбинированных (HR) или теплонасосных (H) установках, в которых тепло, отводимое из конденсатора, используется для полезных целей, например для теплоснабжения. Конденсаторы таких установок должны для этой цели выполняться по двухступенчатой схеме. Одна из ступеней служит охладителем перегретого пара, в котором путем противоточного теплообмена обеспечивается небольшая конечная разность температур перегретого пара рабочего агента и жидкого или газового теплоносителя.

Конечная разность температур конденсации рабочего агента и охлаждающей среды на выходе из конденсатора $\Delta T_к$ также вызывает дополнительный расход работы в холодильных установках.

Применение неазеотропных смесей [26] в качестве хладоагентов позволяет получить неизотермические условия теплообмена в конденсаторе и испарителе. В конденсаторе температура смеси понижается по мере увеличения доли сконденсированной жидкости; в испарителе, напротив, возрастает по мере увеличения доли пара. Используя это обстоятельство, можно в ряде случаев подобрать хладоагент так, чтобы изменение его температуры в конденсаторе проходило эквидистантно изменению тем-

пературы идущей противотоком воды (или воздуха), а в испарителе — хладоносителя (если его температура переменна). В результате можно уменьшить потери от необратимости, связанные с $\Delta T_в$ и $\Delta T_в$ [31]. Азеотропные смеси ведут себя так же, как и индивидуальные хладоагенты: у них температуры кипения и конденсации при неизменных давлениях не меняются [26].

Рассмотрим метод определения удельной затраты работы и КПД компрессионных парожидкостных трансформаторов тепла.

Внутренняя работа l_i сжатия на единицу массового расхода рабочего агента, отнесенная к поршню поршневого компрессора или к лопаткам центробежного компрессора, кДж/кг:

$$l_i = i_2 - i_1 + q_{км}, \qquad (2.1а)$$

где $q_{км}$ — тепло, отводимое из охлаждающего устройства компрессора на единицу расхода рабочего агента.

Для компрессоров без охлаждения, считая теплоотвод в окружающую среду $q_{км}=0$, можно в первом приближении принять $l_i = i_2 - i_1$.

Внутренняя удельная работа сжатия в неохлаждаемых компрессорах, как правило, больше, чем в компрессорах с внешним охлаждением. Это объясняется тем, что во втором случае удельный объем сжимаемой среды уменьшается быстрее. Охлаждение компрессора дает выигрыш в расходе энергии, но вызывает усложнение установки.

Внутренняя удельная работа сжатия в неохлаждаемых компрессорах определяется на T, s-диаграмме площадью *22″371 ba2* (рис. 2.1,*б*).

Удельное количество тепла, подведенное в испарителе к рабочему агенту,

$$q_0 = i_1 - i_5. \qquad (2.2)$$

Удельный подвод тепла в испарителе определяется на T, s-диаграмме площадью *15cb1*.

В процессе дросселирования энтальпия рабочего вещества не меняется, поэтому

$$i_4 = i_5. \qquad (2.3)$$

На T, s-диаграмме энтальпия в точке *4* определяется площадью *04do*, а в точке *5* — площадью *075co*, поэтому из равенства (2.3) следует, что площадь *9489* равна площади *cd85*.

Энергетический баланс установки на единицу расхода рабочего агента

$$q = l_i + q_0 = q_к + q_{охл} + q_{км}, \qquad (2.4)$$

где $q_к$, $q_{охл}$ — отвод тепла в конденсаторе и охладителе на единицу расхода рабочего агента.

При отсутствии внешнего охлаждения компрессора $q_{км}=0$

$$q = l_i + q_0 = q_к + q_{охл}. \qquad (2.5)$$

Удельный отвод тепла в конденсаторе

$$q_к = i_2 - i_3. \qquad (2.6а)$$

Удельный отвод тепла в охладителе

$$q_{охл} = i_3 - i_4. \qquad (2.6б)$$

Суммарный удельный отвод тепла в конденсаторе и охладителе

$$q = i_2 - i_4. \qquad (2.6в)$$

На T, s-диаграмме удельный отвод тепла в конденсаторе определяется площадью *3ea22″3*, а отвод тепла в охладителе — площадью *4de34*.

Суммарный отвод тепла в установке на единицу расхода рабочего агента при отсутствии внешнего охлаждения компрессора определяется на T, s-диаграмме площадью *a22″34da*.

Прирост энтальпии рабочего агента в испарителе и компрессоре холодильной установки равен $(i_2 - i_5)$; на T, s-диаграмме этот прирост определяется площадью *a22″3485ca*.

Нетрудно видеть, что площадь *a22″3485ca* равна площади

a22″34da, так как
равна площади *95cd*

В парожидкостны
торах тепла сжатие
в компрессоре близк
адиабатному проц
внутренняя работа
единицу расхода р
может быть определ
идеального компрес
дополнительных пот
тимости процесса сжа

$$l_i = l_а/\eta_i,$$

где $l_а$ — удельная раб
ра при идеальном
обратимом адиабат
сжатия; η_i — внутр
тельный (индикатор
ный) КПД компресс
щий необратимые пот

При поршневых
η_i обычно называют
КПД, а при центробе
батным КПД. Значен
прессоров с внешним
выше, чем для неохла

При отсутствии вне
дения внутренняя раб
сора на единицу расх
агента может быть опр
средственно по теплов
как разность энтальп
точек процесса сжати
вии с уравнением
простой метод определ
ней работы компресс
быть применен при на
дения, так как в этом
видно из уравнения
разности энтальпий ра
та в начальной и кон
процесса сжатия необ
еще удельный отво
охлаждающего устрой
дует указать, что внут
сительный КПД компр
статочно полно харак
текание процесса сжат
жет служить мерой эф
использования внутре
в компрессоре. Такой
внутренний эксергети
компрессора $\eta_{e,i}$, пре

ому

(2.3)

s-диаграмме энтальпия
определяется площадью
чке 5 — площадью *075co*,
равенства (2.3) следует,
ь *9489* равна площади

ческий баланс установ-
ицу расхода рабочего

$$_{к}+q_{охл}+q_{км}, \qquad (2.4)$$

— отвод тепла в конден-
хладителе на единицу
очего агента.
тствии внешнего охлаж-
рессора $q_{км}=0$

$$_{}+q_{охл}. \qquad (2.5)$$

й отвод тепла в конден-

(2.6а)

й отвод тепла в охлади-

(2.6б)

ый удельный отвод теп-
саторе и охладителе

(2.6в)

s-диаграмме удельный
в конденсаторе опреде-
адью *3ea22″3*, а отвод
охладителе — площадью

ый отвод тепла в уста-
ницу расхода рабочего
отсутствии внешнего
компрессора определя-
-диаграмме площадью

энтальпии рабочего
арителе и компрессоре
установки равен
s-диаграмме этот при-
деляется площадью

видеть, что площадь
равна площади

a22″34da, так как площадь *9489* равна площади *95cd85*.

В парожидкостных трансформаторах тепла сжатие рабочего агента в компрессоре близко к обратимому адиабатному процессу. Поэтому внутренняя работа компрессора на единицу расхода рабочего агента может быть определена как работа идеального компрессора с учетом дополнительных потерь от необратимости процесса сжатия

$$l_i=l_a/\eta_i, \qquad (2.7а)$$

где l_a — удельная работа компрессора при идеальном (изэнтропном, обратимом адиабатном) процессе сжатия; η_i — внутренний относительный (индикаторный, адиабатный) КПД компрессора, учитывающий необратимые потери.

При поршневых компрессорах η_i обычно называют индикаторным КПД, а при центробежных — адиабатным КПД. Значение η_i для компрессоров с внешним охлаждением выше, чем для неохлаждаемых.

При отсутствии внешнего охлаждения внутренняя работа компрессора на единицу расхода рабочего агента может быть определена непосредственно по тепловой диаграмме как разность энтальпий конечных точек процесса сжатия в соответствии с уравнением (2.1б). Такой простой метод определения внутренней работы компрессора не может быть применен при наличии охлаждения, так как в этом случае, как видно из уравнения (2.1а), кроме разности энтальпий рабочего агента в начальной и конечной точках процесса сжатия необходимо знать еще удельный отвод тепла из охлаждающего устройства $q_{км}$. Следует указать, что внутренний относительный КПД компрессора η_i достаточно полно характеризует протекание процесса сжатия, но не может служить мерой эффективности использования внутренней работы в компрессоре. Такой мерой служит внутренний эксергетический КПД компрессора $\eta_{e,i}$, представляющий собой отношение прироста удельной эксергии рабочего тела к затрате внутренней удельной работы на его сжатие:

$$\eta_{e,i}=\Delta e_к/l_i=\Delta e_к\eta_i/l_a, \qquad (2.7б)$$

где $\Delta e_к$ — прирост эксергии рабочего тела в компрессоре (рис. 2.1,*д*).

На основе уравнения (1.16)

$$\Delta e_к=e_2-e_1=i_2-i_1-T_{о.с}(s_2-s_1).$$

На T, s-диаграмме площадь, равновеликая $\Delta e_к$, зависит от уровня температуры $T_{о.с}$. Если, например, условно принять $T_{о.с}=T_в$, то на T, s-диаграмме на рис. 2.1,*б* $\Delta e_к$ изобразится площадью *1732″2′2mk1*. Удельная работа компрессора при изэнтропном сжатии $l_a=i'_2-i_1$ изображается на той же диаграмме площадью *1732″2′1*.

Как следует из рис. 2.1,*б*, площадь *1732″2′2mk1* больше площади *1832″2′1*. Это значит, что $\Delta e_к/l_a>1$, поэтому $\eta_{e,i}>\eta_i$. Только при изэнтропном сжатии $\Delta e=l_a$ и $\eta_{e,i}=\eta_i=1$.

На основе формул (2.7а) и (2.7б)

$$l_i=l_a/\eta_i=\Delta e/\eta_{e,i}.$$

Удельная работа компрессора, кДж/кг, при изэнтропном процессе *

$$l_a=\frac{k}{k-1}p_0v_0\left[\left(\frac{p_к}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right], \qquad (2.8а)$$

где k — показатель адиабаты; p_0 — давление всасывания, кПа; $p_к$ — давление нагнетания, кПа; v_0 — удельный объем рабочего агента на всасывающей стороне компрессора, м³/кг.

Удельная работа компрессора при изэнтропном процессе сжатия может быть также определена непосредственно по тепловой диаграмме (T, s; i, s; e, i) рабочего агента как разность удельных энтальпий или

* Если считать рабочее тело близким к идеальному газу, то расчет по (2.8б) более точен.

удельных эксергий в начальной и конечной точках изэнтропного сжатия. Например, по рис. 2.1

$$l_a = i'_2 - i_1 = e'_2 - e_1. \qquad (2.8б)$$

На T, s-диаграмме удельная работа изэнтропного сжатия определяется площадью *12′2″371*.

При отсутствии внешнего охлаждения компрессора энтальпия пара на выходе из него

$$i_2 = i_1 + l_a/\eta_i = i_1 + (i'_2 - i_1)/\eta_i. \qquad (2.9)$$

Внешняя удельная работа компрессора на единицу расхода рабочего агента, отнесенная к выводам электродвигателя,

$$l = \frac{l_i}{\eta_{эм}} = \frac{l_a}{\eta_i \eta_{эм}}, \qquad (2.10)$$

где $\eta_{эм}$ — электромеханический КПД компрессора, т. е. произведение механического КПД компрессора и КПД электродвигателя.

Расход работы, отнесенный к единице трансформируемого тепла, зависит от типа трансформатора тепла.

В рефрижераторных установках удельный расход электрической энергии на единицу выработанного холода

$$э_х = \frac{l}{q_0} = \frac{l_i}{\eta_{эм} q_0} = \frac{l_a}{\eta_{эм}\eta_i q_0}. \qquad (2.11а)$$

В теплонасосных установках удельный расход электрической энергии на единицу полученного тепла

$$э_{тн} = \frac{l}{q} = \frac{l_i}{\eta_{эм} q} = \frac{l_a}{\eta_{эм}\eta_i q}, \qquad (2.11б)$$

где

$$q = q_0 + l_a/\eta_i.$$

Величина, обратная удельному расходу электрической энергии в рефрижераторной установке, называется холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = 1/э_х = \eta_{эм}\eta_i q_0/l_a. \qquad (2.12)$$

Холодильный коэффициент ε численно равен количеству единиц холода, вырабатываемых в установке на единицу затраченной электрической энергии.

Величина, обратная удельному расходу электрической энергии в теплонасосной установке, называется коэффициентом трансформации

$$\mu = 1/э_{тн} = \eta_{эм}\eta_i q/l_a. \qquad (2.13)$$

Коэффициент трансформации тепла μ численно равен количеству единиц тепла, получаемых в тепловом насосе на единицу затраченной электрической энергии.

Удельные расходы электрической энергии ($э_х$, $э_{тн}$), а также холодильный коэффициент ε и коэффициент трансформации μ — безразмерные величины. Холодильный коэффициент ε может быть больше и меньше единицы. Коэффициент трансформации тепла практически всегда больше единицы.

Значения удельных расходов электрической энергии на трансформацию, как и значения холодильных коэффициентов и коэффициентов трансформации тепла, не могут служить объективными показателями технического совершенства установок, так как они не учитывают качества энергии, в данном случае температурного потенциала выработанного холода или тепла.

Сравнение этих показателей, относящихся к различным установкам, закономерно только при работе этих установок в одних и тех же температурных условиях. Более объективным показателем совершенства трансформаторов тепла служит эксергетический КПД установки, представляющий собой отношение полезно использованной (отводимой) эксергии $E_{вых}$ к подведенной $E_{вх}$ [формула (1.4)].

По значению КПД закономерно сравнение трансформаторов тепла, работающих в различных температурных условиях, или для одной установки выявление режимов, в которых достигается максимальная энергетическая эффективность.

В компрессионны
торах тепла подведе
$E_{вх}$ равна действител
электрической энерг
использованная $E_{вых}$
выработанного холо
равная затрате работ
процессе выработки
тепла $э_в$ [уравнения
Поэтому эксергетиче
вен отношению удел
работы на трансфо
в идеальной и реальн

Коэффициент поле
рефрижераторной уст

$$\eta_{е,р} = E_{вых}/E_{вх} = э_н/э_х =$$

Коэффициент поле
теплонасосной устано

$$\eta_{е,тн} = E_{вых}/E_{вх} = э_в/э_т$$

где $э_{тн}$ и $э_в$ — удельны
боты в идеальном р
ном и теплонасосном
нения (1.31)—(1.34)].

В идеальных устан
определяются по обр
Карно. В этих устано
$э_{тн} = э_в$, поэтому КП
установок $\eta_{е,р}$ и $\eta_{е,тн}$
нице.

Коэффициенты пол
вия реальных устано
характеризующие э
использования электр
ханической) энергии д
мации тепла, всегда
ницы.

Рис. 2.3. Энергетический и
эксергетический балансы
компрессионной рефрижера-
торной установки.

ницу затраченной электри-
ргии.
на, обратная удельному
электрической энергии
сосной установке, называ-
ффициентом трансформа-

$\eta_{эм}\eta_i q/l_a$. (2.13)

ициент трансформации
исленно равен количеству
ла, получаемых в тепло-
е на единицу затраченной
кой энергии.
ые расходы электричес-
и ($э_х$, $э_{тн}$), а также холо-
коэффициент ε и коэффи-
нсформации μ — безраз-
личины. Холодильный ко-
ε может быть больше и
единицы. Коэффициент
ации тепла практически
ьше единицы.
ия удельных расходов
кой энергии на трансфор-
и значения холодильных
нтов и коэффициентов
ации тепла, не могут слу-
ктивными показателями
го совершенства устано-
ак они не учитывают ка-
ергии, в данном случае
ного потенциала выраба-
лода или тепла.
ние этих показателей,
ся к различным установ-
омерно только при рабо-
ановок в одних и тех же
ных условиях. Более
м показателем совер-
трансформаторов тепла
ергетический КПД уста-
ставляющий собой отно-
олезно использованной
) эксергии $E_{вых}$ к подве-
[формула (1.4)].
ению КПД закономерно
трансформаторов тепла,
х в различных темпера-
ловиях, или для одной
выявление режимов,
достигается максималь-
ическая эффективность.

В компрессионных трансформаторах тепла подведенная эксергия $E_{вх}$ равна действительному расходу электрической энергии, а полезно использованная $E_{вых}$ — это эксергия выработанного холода или тепла, равная затрате работы в идеальном процессе выработки холода $э_н$ или тепла $э_в$ [уравнения (1.31)—(1.34)]. Поэтому эксергетический КПД равен отношению удельных расходов работы на трансформацию тепла в идеальной и реальной установках.

Коэффициент полезного действия рефрижераторной установки

$$\eta_{e,р}=E_{вых}/E_{вх}=э_н/э_х=э_н\varepsilon. \quad (2.14а)$$

Коэффициент полезного действия теплонасосной установки

$$\eta_{e,тн}=E_{вых}/E_{вх}=э_в/э_{тн}=э_в\mu, \quad (2.14б)$$

где $э_{тн}$ и $э_в$ — удельные расходы работы в идеальном рефрижераторном и теплонасосном циклах [уравнения (1.31)—(1.34)].

В идеальных установках $э_{тн}$ и $э_в$ определяются по обратному циклу Карно. В этих установках $э_х=э_н$ и $э_{тн}=э_в$, поэтому КПД идеальных установок $\eta_{e,р}$ и $\eta_{e,тн}$ равны единице.

Коэффициенты полезного действия реальных установок $\eta_{e,р}$, $\eta_{e,тн}$, характеризующие эффективность использования электрической (механической) энергии для трансформации тепла, всегда меньше единицы.

2.2. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНСЫ КОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Рассмотрим энергетический и эксергетический балансы (рис. 2.3) компрессионных трансформаторов тепла на примере компрессионной холодильной установки, схема которой приведена на рис. 2.1.

Энергетический баланс показывает, что путем затраты работы L от охлаждаемого объекта отбирается некоторое количество тепла Q_0. Вследствие несовершенства изоляции в систему поступает извне тепло $Q_{из}$, которое уменьшает холодопроизводительность. Количество тепла, равное сумме $Q_0+Q_{из}+L$, передается через конденсатор окружающей среде.

Эксергетический баланс дает совершенно иную картину энергетических превращений в установке. Затраченная в компрессоре работа, за вычетом потерь $D_к$ в машине и приводе, в главной части идет на создание эксергии E_q, которая передается охлаждаемому телу. Эта величина, характеризующая не только количественно, но и качественно тепловой поток, отводимый от охлаждаемого тела, может быть названа эксергетической холодопроизводительностью $Q_{e,х}=E_{qх}=Q_0\tau_{e,в}$ в соответствии с формулой (1.25).

Часть эксергетической холодопроизводительности не передается охлаждаемому телу, так как теряет-

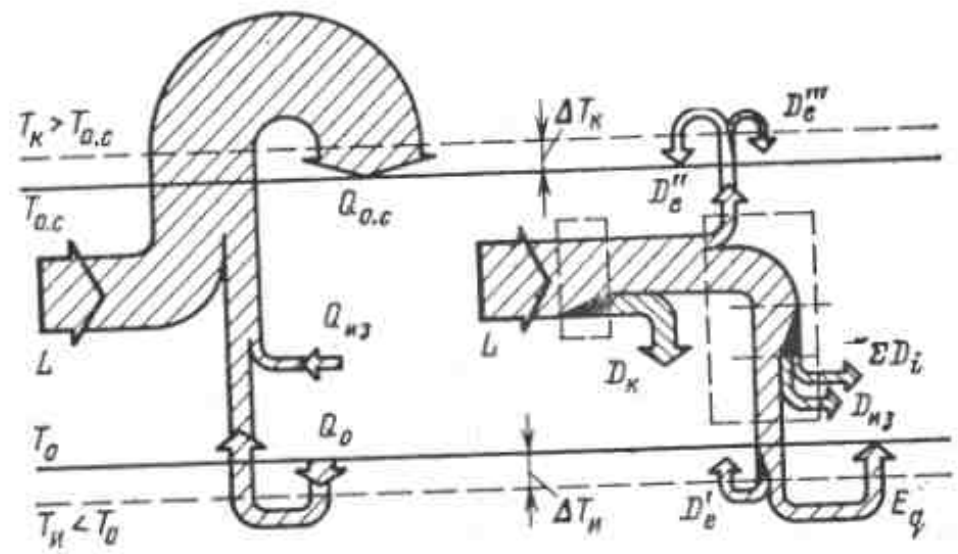


Рис. 2.3. Энергетический и эксергетический балансы компрессионной рефрижераторной установки.

ся при теплопередаче с конечной разностью температур $\Delta T_и$ (величина D'_e).

В энергетическом балансе эта потеря не видна.

Некоторая доля подведенной работы теряется на компенсацию потерь от теплопритока извне $D_{из}$. Сумма внутренних потерь от необратимости в различных частях установки равна ΣD_i. Как и во всех других случаях, она может быть развернута, чтобы показать распределение потерь по частям установки.

Внешняя потеря от теплопередачи при конечной разности температур $\Delta T_к$ в конденсаторе равна D''_e. Эта потеря в энергетическом балансе также не видна.

Величина D'''_e показывает потерю эксергии с охлаждающей водой.

Коэффициент полезного действия холодильной установки $\eta_e = E_{q,х}/L$.

2.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Основная задача расчета состоит в определении расхода рабочего агента, тепловых нагрузок отдельных агрегатов установки и расхода работы или электрической энергии на трансформацию тепла.

Рассмотрим методику расчета холодильных и теплонасосных установок.

Рефрижераторные установки

Для расчета установки должны быть заданы:

1) холодопроизводительность Q_0;

2) температура $T_в$ теплоотдатчика. Когда температура охлаждаемой среды изменяется вдоль поверхности теплообмена испарителя, например когда теплоотдатчиком служит охлаждаемый рассол, должны быть заданы или выбраны температуры охлаждаемой среды на входе $T_{в1}$ и выходе $T_{в2}$ из испарителя. Изменение температур потоков в испарителе для такого случая показано на рис. 2.4,*а*. Здесь и далее принята следующая индексация температур потоков: индекс 1 — более высокая температура (теплый конец), индекс 2 — более низкая температура (холодный конец);

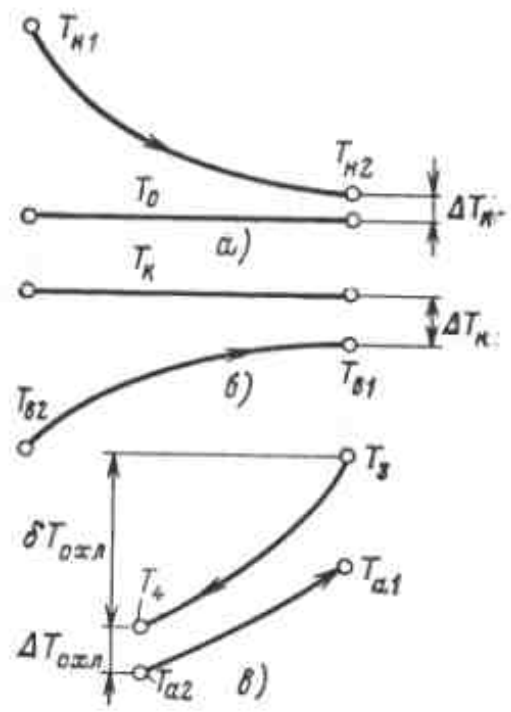


Рис. 2.4. Изменение температуры потоков в испарителе (*а*), конденсаторе (*б*) и охладителе (*в*).

3) температура $T_в$ теплоприемника (охлаждающей воды, воздуха и т. д.). Когда температура охлаждающей среды изменяется по длине конденсатора холодильной установки, должны быть заданы или выбраны температуры этой среды на входе $T_{в2}$ и выходе $T_{в1}$ из конденсатора. Изменение температур потоков в конденсаторе показано на рис. 2.4,*б*;

4) хладоагент;

5) схема установки.

Задают или выбирают на основе предварительных технико-экономических расчетов значения меньшей разности температур греющей и нагреваемой сред в испарителе $\Delta T_и$ и конденсаторе $\Delta T_к$.

Определяют температуры испарения и конденсации

$$T_0 = T_{в2} - \Delta T_и; \qquad (2.15а)$$

$$T_к = T_{в1} + \Delta T_к. \qquad (2.15б)$$

Оценивают индикаторный (адиабатный) η_i и электромеханический $\eta_{эм}$ КПД компрессора. Наносят процесс работы холодильной установки на термодинамическую (T, s; i, s, p, i или e, i) диаграмму (см. рис. 2.1). Если, кроме основного источника охлаждающей воды, предназначенного для охлаждения конденсатора, имеются небольшие дополнительные ресурсы охлаждающей среды более низкой температуры (например, артезианская вода), которые по дебиту недостаточны для охлаждения конденсатора, но могут быть использованы для дополнительного охлаждения жидкого рабочего агента перед регулирующим вентилем, то в схему установки включается ох-

ладитель конденсата. В
ны быть заданы расход
температура $T_{в2}$ на вх
Изменение температуры
теле показано на рис. 2.4
данных определяют тем
рабочего агента после о

Расчет установки про
мулам:

массовый расход раб

$G = Q_0/q_0$;

объемная производите
сора

$V_1 = Gv_1$;

расчетная тепловая н
тора, кДж/с,

$Q_к = Gq_к$;

расчетная тепловая на
ля, кДж/с,

$Q_{охл} = Gq_{охл}$;

электрическая мощно
кВт,

$N_э = э_х Q_0$,

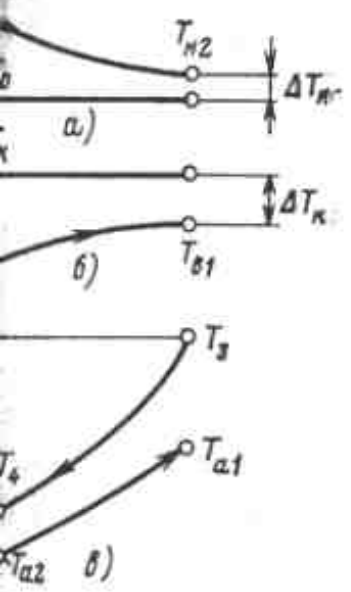
где Q_0 — холодопр
кДж/с; q_0 — удельный под
испарителе, кДж/кг; $э_х$ — у
электрической энергии на
да — безразмерная величи
по формуле (2.11а).

Холодильный коэффи
рефрижераторной установк
ются по формулам (2.12)

Пример 2.1. Рассчитат
пенчатой компрессионной х
новки для следующих ус
холодопроизводительность
температура рассола на вх
$t_{н1} = -18$°С, на выходе из
$= -25$°С; температура охл
на входе в конденсатор $t_{в2}$
де из конденсатора $t_{в1} = 30$
аммиак (схема установки
рис. 3.1,*а*).

Для дополнительного о
кого аммиака может быть
тезианская вода с темпера
в охладитель $t_{в2} = 10$°С. Ра
бит этой воды 1,4 кг/с.

Р е ш е н и е. Принимае
ность температур в ис
$= t_{в2} - t_0 = 3$°С и конечную
ратур в конденсаторе Δ
Расчетная температура
$= t_{в2} - \Delta t_и = -25 + (-3) = -$
Расчетная температур
$t_к = t_{в1} + \Delta t_к = 30 + 5 = 35$°С.
Задаемся предварител
температур жидкого аммиа
(рис. 2.1): $\Delta t_{охл} = t_з - t_4 = 10$
Оцениваем внутренний
(адиабатный) КПД компре
$\eta_i = 0{,}8$.



ение температуры потоков
), конденсаторе (*б*) и охла-

нец), индекс 2 — более низ-
(холодный конец);
ура $T_в$ теплоприемника
воды, воздуха и т. д.). Ког-
охлаждающей среды изме-
конденсатора холодильной
ны быть заданы или выб-
ры этой среды на входе
$_{в1}$ из конденсатора. Изме-
р потоков в конденсаторе
. 2.4,*б*;
нт;
тановки.
выбирают на основе пред-
нико-экономических расче-
ьшей разности температур
еваемой сред в испарителе
оре $\Delta T_к$.
температуры испарения

(2.15а)

(2.15б)

ндикаторный (адиабатный)
анический $\eta_{эм}$ КПД ком-
ят процесс работы холо-
ки на термодинамическую
или e, i) диаграмму (см.
кроме основного источника
оды, предназначенного для
нденсатора, имеются не-
ительные ресурсы охлаж-
более низкой температуры
анская вода), которые по
чны для охлаждения кон-
гут быть использованы для
охлаждения жидкого ра-
ред регулирующим венти-
установки включается ох-

ладитель конденсата. В этом случае должны быть заданы расход этой среды и ее температура $T_{а2}$ на входе в охладитель. Изменение температуры потоков в охладителе показано на рис. 2.4,*в*. На основе этих данных определяют температуру жидкого рабочего агента после охладителя.

Расчет установки производится по формулам:

массовый расход рабочего агента, кг/с,

$$G=Q_0/q_0; \qquad (2.16)$$

объемная производительность компрессора

$$V_1=Gv_1; \qquad (2.17)$$

расчетная тепловая нагрузка конденсатора, кДж/с,

$$Q_к=Gq_к; \qquad (2.18)$$

расчетная тепловая нагрузка охладителя, кДж/с,

$$Q_{охл}=Gq_{охл}; \qquad (2.19)$$

электрическая мощность компрессора, кВт,

$$N_э=э_хQ_0, \qquad (2.20)$$

где Q_0 — холодопроизводительность, кДж/с; q_0 — удельный подвод тепла в испарителе, кДж/кг; $э_х$ — удельный расход электрической энергии на выработку холода — безразмерная величина, определяемая по формуле (2.11а).

Холодильный коэффициент ε и КПД рефрижераторной установки $\eta_{е.р}$ определяются по формулам (2.12) и (2.14а).

Пример 2.1. Рассчитать схему одноступенчатой компрессионной холодильной установки для следующих условий: расчетная холодопроизводительность $Q_0=1000$ кДж/с; температура рассола на входе в испаритель $t_{н1}=-18$°С, на выходе из испарителя $t_{н2}=-25$°С; температура охлаждающей воды на входе в конденсатор $t_{в2}=20$°С, на выходе из конденсатора $t_{в1}=30$°С; хладоагент — аммиак (схема установки приведена на рис. 3.1,*а*).

Для дополнительного охлаждения жидкого аммиака может быть использована артезианская вода с температурой на входе в охладитель $t_{а2}=10$°С. Располагаемый дебит этой воды 1,4 кг/с.

Решение. Принимаем конечную разность температур в испарителе $\Delta t_и=t_{в2}-t_0=3$°С и конечную разность температур в конденсаторе $\Delta t_к=t_к-t_{в1}=5$°С.

Расчетная температура испарения $t_0=t_{в2}-\Delta t_и=-25+(-3)=-28$°С.

Расчетная температура конденсации $t_к=t_{в1}+\Delta t_к=30+5=35$°С.

Задаемся предварительно перепадом температур жидкого аммиака в охладителе (рис. 2.1): $\Delta t_{хол}=t_3-t_4=10$°С.

Оцениваем внутренний относительный (адиабатный) КПД компрессора:

$\eta_i=0{,}8$.

Строим процесс в термодинамической диаграмме.

Находим параметры рабочего агента в характерных точках схемы по термодинамической диаграмме (приложение 2) или по таблицам аммиака:

1) $t_1=t_0=-28$°; $p_1=0{,}13$ МПа; $v_1=0{,}88$ м³/кг; $i_1=1640$ кДж/кг;

2) $p_2=1{,}38$ МПа; $i'_2=2020$ кДж/кг, $t'_2=149$°С;

3) $t_3=35$°С; $p_3=1{,}38$ МПа; $i_3=582$ кДж/кг;

4) $t_4=25$°С; $p_4=1{,}38$ МПа; $i_4=536$ кДж/кг;

5) $t_5=-28$°С; $p_5=0{,}13$ МПа; $i_5=536$ кДж/кг.

По формуле (2.9) энтальпия рабочего агента на выходе из компрессора $i_2=2100$ кДж/кг.

По формулам (2.7) и (2.8б) удельная внутренняя работа компрессора $l_i=460$ кДж/кг.

Определяем удельный расход тепла на единицу расхода рабочего агента в отдельных аппаратах установки.

По формуле (2.2) $q_0=1100$ кДж/кг.

По формуле (2.6а) $q_к=1510$ кДж/кг.

По формуле (2.6б) $q_{охл}=49$ кДж/кг.

Проверяем энергетический баланс по формуле (2.4):

$$q=1100+460=1510+49\approx2560 \text{ кДж/кг}.$$

Определяем расход рабочего агента, нагрузку отдельных аппаратов, электрическую мощность компрессора и энергетические показатели установки.

Массовый расход рабочего агента по формуле (2.16) $G=0{,}91$ кг/с.

Объемная производительность компрессора по формуле (2.17)

$$V=0{,}91\cdot0{,}88=0{,}8 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По формуле (2.18) $Q_к=1380$ кДж/с.

По формуле (2.19) $Q_{охл}=44{,}5$ кДж/с.

Температура охлаждающей воды на выходе из охладителя

$$t_{а1}=10+\frac{52}{1{,}4\cdot4{,}19}=18{,}7 \text{ °С}.$$

Так как $t_{а1}<t_3$, то предварительно принятый для расчета перепад температур жидкого аммиака в охладителе $\delta t_{охл}=t_3-t_4=10$°С может быть реализован.

Удельный расход электрической энергии на единицу выработанного холода при $\eta_{эм}=0{,}9$ по формуле (2.11а)

$$э_х=\frac{460}{0{,}9\cdot1100}=0{,}462.$$

Электрическая мощность компрессора $N_э=1000\cdot0{,}462=462$ кВт.

Холодильный коэффициент установки по формуле (2.12)

$\varepsilon=1/0{,}462=2{,}17$.

Определяем КПД холодильной установки.

Таблица 2.1

Номера точек	Давление p, МПа	Температура T, К	Энтальпия i, кДж/кг	Энтропия s, кДж/кг	Эксергия e, кДж/кг
1	0,13	245	1640	9,25	44,5
2	1,38	458	2110	9,50	442
3	1,38	308	582	4,78	325
4	1,38	298	539	4,60	321
5	0,13	245	539	4,70	270

Температура окружающей среды равна температуре воды на входе в конденсатор $T_{о.с}=20+273=293$ К.

Средняя температура теплоотдатчика может быть определена по формуле (1.40), так как разность $T_{н1}-T_{н2}$ невелика и уровень температур $T_н$ близок к температуре окружающей среды.

Средняя температура теплоотдатчика $T_{н.ср}=(-18+-25)/2+273=251$ К.

Удельный расход электрической энергии в идеальном цикле по формуле (2.31), $э_н=293/251-1=0,17$.

Эксергетический КПД холодильной установки по формуле (2.14а) $\eta_{ех}=0,17\cdot 2,17=0,37$.

Пример 2.2. Рассмотрим эксергетический баланс компрессионной холодильной установки для условий примера 2.1.

Значения эксергий рабочего агента в характерных точках процесса могут быть определены по e, i-диаграмме (приложение 3) или по формуле (1.10):

$$e=i-i_{о.с}-T_{о.с}(s-s_{о.с})=$$
$$=i-T_{о.с}s-(i_{о.с}-T_{о.с}s_{о.с}).$$

Для условий примера

$T_{о.с}=293$ К; $i_{о.с}=1710$ кДж/кг;

$s_{о.с}=9,85$ кДж/(кг·К).

Значения основных параметров рабочего агента в характерных точках процесса приведены в табл. 2.1.

Составим эксергетический баланс для 1 кг/с расхода рабочего агента.

1. Удельное количество эксергии, вводимое в установку в виде электрической энергии, подведенной к электродвигателю компрессора,

$e_{вх}=462/0,91=515$ кДж/кг.

Удельные электромеханические потери в компрессоре

$d_{эм}=(1-\eta_{эм})e_{вх}$.

При $\eta_{эм}=0,9$ $d_{эм}=51,5$ кДж/кг$=0,1\ e_{вх}$.

2. Внутренние потери в компрессоре. В компрессор подводятся два потока эксергии: электрическая энергия $\eta_{эм}e_{вх}$ и эксергия потока всасываемого рабочего агента e_1; из компрессора отводится эксергия потока рабочего агента e_2. Следовательно, внутренние потери эксергии в компрессоре

$d_{км}=\eta_{эм}e_{вх}+e_1-e_2=0,9\cdot 515+44,5-$
$-442=66$ кДж/кг$=0,127e_{вх}$.

Таким образом, на внутренние потери в компрессоре затрачивается около 13% всей эксергии, подведенной к установке.

3. Эксергия, отводимая в конденсаторе,

$e_{к1}=e_2-e_3=442-325=117$ кДж/кг$=$
$=0,225\ e_{вх}$.

Потеря эксергии в конденсаторе состоит из двух слагаемых: эксергии, отводимой охлаждающей водой, и эксергии, теряемой из-за необратимого теплообмена между рабочим агентом и охлаждающей водой.

Эксергия, отводимая охлаждающей водой, приближенно определяется по формуле (1.7)

$e_{к2}=q_к\tau_е=1510\cdot 0,017=26$ кДж/кг$=$
$=0,05e_{вх}$,

где $q_к=1510$ кДж/кг — удельное количество тепла, отводимого в конденсаторе; $\tau_е$ — коэффициент работоспособности отводимого тепла, определяемый по формуле (1.7):

$\tau_е=1-T_{о.с}/T=1-293/298=0,017$.

Эксергия, теряемая из-за необратимого теплообмена в конденсаторе,

$d_к=e_{к1}-e_{к2}=117-26=91$ кДж/кг$=$
$=0,175e_{вх}$.

Как видно из полученных данных, в конденсаторе теряется около 23% всей эксергии, подведенной к установке в виде электрической энергии. Только незначительная часть этой эксергии отводится с охлаждающей водой. Остальная часть, составляющая около 18% всей эксергии, подведенной к установке, теряется из-за необратимого теплообмена.

Как уже было указано ранее, при использовании отводимого тепла для теплоснабжения или других полезных целей* эта потеря эксергии может быть существенно снижена, если установить перед конденсатором противоточный охладитель перегретого пара (двухступенчатого конденсатора), работающий с небольшой конечной разностью температур.

4. Потеря эксергии в охладителе

$d_{охл}=e_3-e_4=325-321=4$ кДж/кг$=$
$=0,018\ e_{вх}$.

5. Потеря эксергии в дроссельном вентиле

$d_{др}=e_4-e_5=321-270=51$

6. Отвод эксергии в
$\Delta e_п=e_5-e_1=270-44,5=22$
$=0,44\ e_{вх}$.

Эта величина в соотв
лой (1.25) равна эксерги
веденной в испарителе, $e_$

Из эксергии, отводим
используется в виде эк
лодопроизводительности э

$q_{е.0}=q_0\tau_{е.п}=1100\cdot 0,17=188$
$=0,37\ e_{вх}$,

где $q_0=1163/1,05=1100$ к
холодопроизводительность
$\tau_{е.п}$ — коэффициент работ
лученного холода, опреде
муле (1.7), $\tau_{е.п}=1-293/2$

Остальная эксергия $d_$
необратимого теплообмена

$d_п=\Delta e_п-q_{е.0}=225,5-188=$
$=0,07\ e_{вх}$.

Ниже приведен удель
сергии рассматриваемой
тановки.

Подведено эксергии $e_{вх}$
$=100\%$.

Отведено эксергии:

1) электромеханические
прессоре $d_{эм}=51,5$ кДж/кг

2) внутренние потери
$d_{км}=66$ кДж/кг$=12,7\%$;

3) потеря в конде
$=117$ кДж/кг$=22,5\%$;

4) потеря в охлад
$=4$ кДж/кг$=0,8\%$;

5) потеря в дроссельно
$=51$ кДж/кг$=10\%$;

6) потеря из-за необр
обмена в испарителе $d_п=$
$=7\%$;

7) эксергетическая хо
тельность $q_{е.0}=188$ кДж/кг

Всего 515 кДж/кг$=100$

На рис. 2.5 показан
зависимость холодильн

Рис. 2.5. Холодильные коэф
енты ε и КПД $\eta_е$ одноступ
той аммиачной компрессорно
лодильной установки.
а — $\varepsilon=f(t_0, t_к)$; б — $\eta_е=f(t_0, t_к)$.

* Другой способ снижения этой потери — проведение процесса сжатия в компрессоре по адиабате и изотерме (процесс *1-в-г* на рис. 2.1). При этом уменьшится и затрата работы в компрессоре.

тока всасываемого рабочего
компрессора отводится эксер-
рабочего агента e_2. Следова-
енние потери эксергии в ком-

$e_1-e_2=0{,}9\cdot515+44{,}5-$
ж/кг$=0{,}127e_{вх}$.

бразом, на внутренние потери
е затрачивается около 13%
и, подведенной к установке.
ия, отводимая в конденсаторе,

42—325=117 кДж/кг=

ксергии в конденсаторе состоит
аемых: эксергии, отводимой
водой, и эксергии, теряемой
имого теплообмена между ра-
и и охлаждающей водой.
отводимая охлаждающей во-
енно определяется по форму-

$0\cdot0{,}017=26$ кДж/кг=

кДж/кг — удельное количест-
одимого в конденсаторе; τ_e—
работоспособности отводимого
еляемый по формуле (1.7):

$=1-293/298=0{,}017$.

теряемая из-за необратимого
конденсаторе,

17—26=91 кДж/кг=

из полученных данных, в
теряется около 23% всей эк-
денной к установке в виде
энергии. Только незначитель-
эксергии отводится с охлаж-
. Остальная часть, составля-
8% всей эксергии, подведен-
ке, теряется из-за необрати-
ена.
было указано ранее, при ис-
тводимого тепла для тепло-
других полезных целей*
ергии может быть существен-
ли установить перед конден-
воточный охладитель пере-
(двухступенчатого конденса-
щий с небольшой конечной
ператур.
эксергии в охладителе
25—321=4 кДж/кг=

эксергии в дроссельном вен-

способ снижения этой поте-
е процесса сжатия в комп-
иабате и изотерме (процесс
.1). При этом уменьшится и
в компрессоре.

$d_{др}=e_4-e_3=321-270=51$ кДж/кг$=0{,}1\ e_{вх}$.

6. Отвод эксергии в испарителе
$\Delta e_и=e_5-e_1=270-44{,}5=225{,}5$ кДж/кг$=$
$=0{,}44\ e_{вх}$.

Эта величина в соответствии с формулой (1.25) равна эксергии холода, произведенной в испарителе, $e_{q;и}=q_0\tau_{e,и}$.

Из эксергии, отводимой в испарителе, используется в виде эксергетической холодопроизводительности эксергия

$q_{e,0}=q_0\tau_{e,и}=1100\cdot0{,}17=188$ кДж/кг$=$
$=0{,}37\ e_{вх}$,

где $q_0=1163/1{,}05=1100$ кДж/кг — удельная холодопроизводительность рабочего агента; $\tau_{e,и}$ — коэффициент работоспособности полученного холода, определяемый по формуле (1.7), $\tau_{e,и}=1-293/251=-0{,}17$.

Остальная эксергия $d_и$ теряется из-за необратимого теплообмена в испарителе

$d_и=\Delta e_и-q_{e,0}=225{,}5-188=37{,}5$ кДж/кг$=$
$=0{,}07\ e_{вх}$.

Ниже приведен удельный баланс эксергии рассматриваемой холодильной установки.

Подведено эксергии $e_{вх}=515$ кДж/кг$=$
$=100\%$.

Отведено эксергии:

1) электромеханические потери в компрессоре $d_{эм}=51{,}5$ кДж/кг$=10\%$;

2) внутренние потери в компрессоре $d_{км}=66$ кДж/кг$=12{,}7\%$;

3) потеря в конденсаторе $d_к=117$ кДж/кг$=22{,}5\%$;

4) потеря в охладителе $d_{охл}=4$ кДж/кг$=0{,}8\%$;

5) потеря в дроссельном вентиле $d_{др}=51$ кДж/кг$=10\%$;

6) потеря из-за необратимого теплообмена в испарителе $d_и=37{,}5$ кДж/кг$=7\%$;

7) эксергетическая холодопроизводительность $q_{e,0}=188$ кДж/кг$=37\%$.

Всего 515 кДж/кг$=100\%$.

На рис. 2.5 показана примерная зависимость холодильного коэффициента ε и КПД $\eta_{e,р}$ одноступенчатой аммиачной компрессионной холодильной установки от температуры испарения t_0 и температуры конденсации $t_к$.

При расчете принята средняя разность температур:

а) охлаждаемой среды и кипящего рабочего агента в испарителе

$\Delta t_и=5$ К, т. е. $T_0=T_и-5$;

б) конденсирующегося рабочего агента и охлаждающей воды в конденсаторе $\Delta T_к=5$ К, т. е. $T_к=T_{о.с}+5$.

Дополнительное охлаждение жидкого рабочего агента перед дроссельным вентилем $t_{охл}=10$ К. Индикаторный КПД компрессора определен по приближенной формуле $\eta_i=T_0/T_к$ [37]. Электромеханический КПД компрессора $\eta_{эм}=0{,}9$.

Как видно из рис. 2.5,*а*, в пределах изменения температуры испарения t_0 от 0 до —35°С и в пределах изменения температуры конденсации $t_к$ от 20 до 35°С холодильный коэффициент одноступенчатой аммиачной холодильной установки ε значительно больше единицы. При повышении температуры испарения t_0 и понижении температуры конденсации $t_к$ возрастает резко ε. Коэффициент полезного действия рассматриваемой холодильной установки сравнительно низок и не превышает 0,5. Это свидетельствует о том, что в рассматриваемых условиях высокие значения холодильных ко-

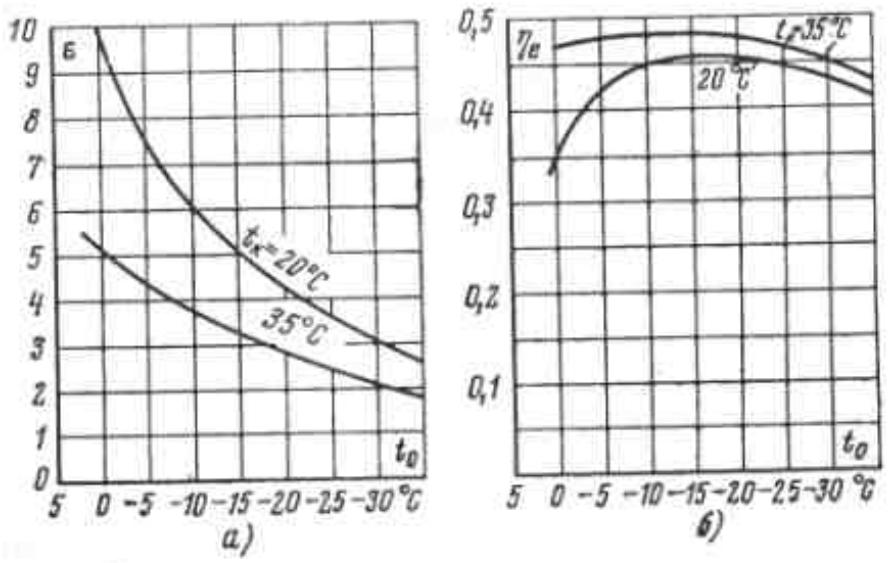


Рис. 2.5. Холодильные коэффициенты ε и КПД η_e одноступенчатой аммиачной компрессорной холодильной установки.
а — $\varepsilon=f(t_0, t_к)$; *б* — $\eta_e=f(t_0, t_к)$.

эффициентов объясняются не совершенством холодильной установки, а благоприятными внешними условиями — малым значением интервала температур ($t_к$—t_0), который должна обеспечивать холодильная установка.

Важно отметить, что кривая зависимости η_e от t_0 имеет экстремальный характер; это дает возможность определить область наибольшей энергетической эффективности данной установки.

Теплонасосные установки

Для расчета установки должны быть заданы:

1) тепловая нагрузка $Q_в$, кДж/с;

2) температура $T_п$ теплоотдатчика; как и при расчете рефрижераторной установки, при переменной температуре $T_в$ должны быть заданы или выбраны температуры среды на входе и выходе из испарителя установки $T_{в1}$ и $T_{в2}$;

3) температура теплоприемника, которая должна поддерживаться с помощью теплового насоса: при переменной температуре $T_в$ должна быть задана температура теплоносителя на входе и выходе из конденсатора $T_{в1}$ и $T_{в2}$;

4) рабочий агент.

5) принципиальная схема установки.

При большой разности температур ($T_{в1}$—$T_{в2}$) целесообразно в тепловых насосах устанавливать перед дроссельным вентилем охладитель жидкого рабочего агента и включать его по нагреваемому теплоносителю последовательно за конденсатором. При этом снижаются потери в установке от дросселирования и необратимого теплообмена, так как теплоноситель охлаждает рабочий агент и поступает в конденсатор предварительно подогретым.

Расчет схемы установки производится следующим образом.

Задают или выбирают на основе технико-экономических расчетов значение меньшей разности температур между греющей и нагреваемой средами в испарителе $\Delta T_и$, конденсаторе $\Delta T_к$ и охладителе $\Delta T_{охл}$.

Определяют температуры испарения и конденсации по формулам (2.15а) и (2.15б).

Вычисляют температуру рабочего агента после охладителя

$$T_4 = T_{в2} + \Delta T_{охл}, \qquad (2.21)$$

где $T_{в2}$ — температура нагреваемой среды перед охладителем.

Оценивают индикаторный (адиабатный) КПД η_i и электромеханический КПД $\eta_{эм}$ компрессора.

Наносят процесс на термодинамическую диаграмму и определяют его основные параметры.

Дальнейший расчет установки (определение расхода рабочего агента и тепловых нагрузок аппаратов) проводится так же, как и для рефрижераторных установок.

Электрическая мощность компрессора

$$N_э = э_{тн} Q_в, \qquad (2.22)$$

где $Q_в$ — тепловая нагрузка теплового насоса; $э_{тн}$ — удельный расход электрической энергии на единицу полученного тепла (безразмерная величина), определяемый по формуле (2.11б).

Коэффициент трансформации μ и КПД $\eta_{е.тн}$ теплового насоса определяются по формулам (2.13) и (2.14б).

Полный КПД $\eta_{е.тн}$ теплонасосной установки рассчитывается по формуле (2.14б), а эксергетический баланс — аналогично примеру (2.2).

2.4. РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В ПАРОЖИДКОСТНЫХ ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛА

В некоторых случаях в парожидкостных компрессионных трансформаторах тепла включают регенеративный теплообменник между потоком жидкого агента, направляющимся из конденсатора в дроссельный вентиль, и потоком пара, движущимся из испарителя в компрессор. В этом случае увеличивается удельный подвод тепла в испарителе, но одновременно возрастает удельный расход работы в компрессоре.

В том случае, когда рабочий агент имеет повышенную удельную теплоемкость в жидкой фазе и в состоянии перегретого пара, а также небольшую теплоту парообразования, такая схема дает некоторый энергетический выигрыш. В частности, по этой схеме обычно выполняются холодильные установки, работающие на фреоне Ф-12. Схема такой установки и процесс ее работы в T, s-диаграмме показаны на рис. 2.6.

Внутренняя удельная работа сжатия $l_i = (i_2 - i_1)$ определяется площадью *273861ка2*.

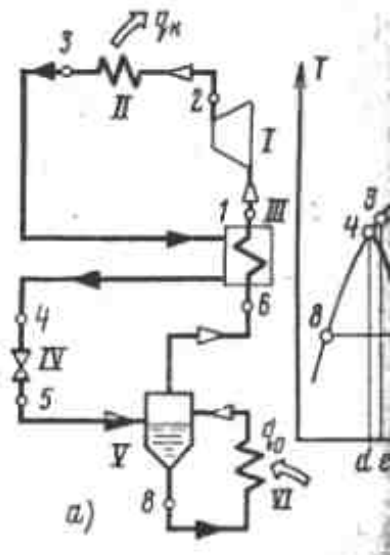


Рис. 2.6. Принципиальная
цессе работы на T,s-диагра
пенчатой компрессионной
новки с регенеративным о
кого агента.

I — компрессор; *II* — конденса
тивный теплообменник; *IV*— д
V — сепаратор; *VI* — испарите

Холодопроизводите
ницы расхода рабоче
$=(i_6-i_5)$ определяет
65cb6.

Удельный отвод те
саторе на единицу ра
го агента $q_к=(i_2-i_3)$
площадью *3ea273*.

Удельная тепловая
генеративного те
$q_{р.т}=(i_3-i_4)=(i_1-i_6)$
площадью *4de34*, рав
16bk1.

Благодаря снижени
ры жидкого хладоа
дроссельным вентилем
удельная холодопроизв
возрастает на i_3-i_4 п
с ее значением в устан
генеративного теплообм
новременно растет
внутренняя работа ком
скольку энтальпия пара
прессором повышается
ответственно увелич
удельный объем пара
прессором [формула (2

Преимуществами р
мой схемы являются та
шение растворимости
агента в масле и увели

от индикаторный (адиабат-
и электромеханический КПД
ора.
процесс на термодинамичес-
му и определяют его основ-
ы.
ий расчет установки (опре-
ода рабочего агента и тепло-
аппаратов) проводится так.
ля рефрижераторных устано-

еская мощность компрессора
(2.22)
ловая нагрузка теплового на-
дельный расход электричес-
на единицу полученного теп-
ная величина), определяемый
2.11б).
ент трансформации μ и КПД
го насоса определяются по-
3) и (2.14б).
ПД $\eta_{е.тн}$ теплонасосной ус-
тывается по формуле (2.14б).
кий баланс — аналогично при-

ТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН ОСТНЫХ ТОРАХ ТЕПЛА

орых случаях в паро-
компрессионных транс-
тепла включают реге-
теплообменник между
дкого агента, направля-
конденсатора в дрос-
тиль, и потоком пара,
из испарителя в ком-
этом случае увеличива-
ий подвод тепла в испа-
дновременно возрастает
сход работы в компрес-

лучае, когда рабочий
довышенную удельную
в жидкой фазе и в со-
гретого пара, а также
теплоту парообразова-
хема дает некоторый
ий выигрыш. В частно-
схеме обычно выполня-
ьные установки, рабо-
реоне Ф-12. Схема та-
и процесс ее работы
рамме показаны на

я удельная работа
(i_2-i_1) определяется
861ка2.

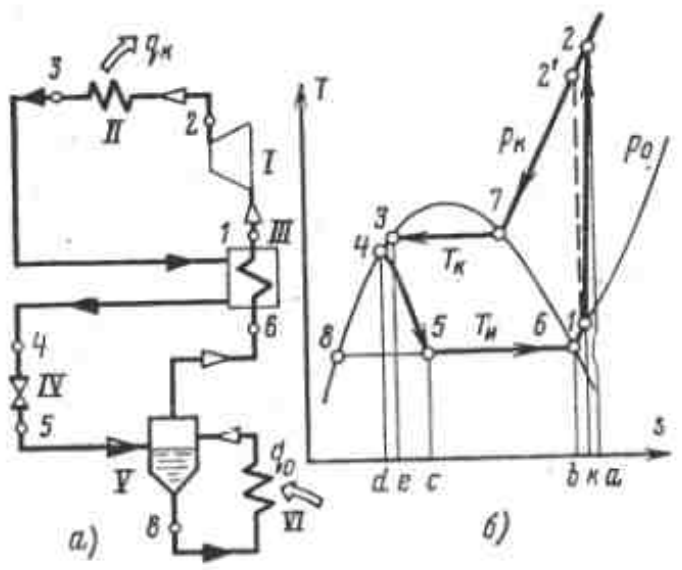


Рис. 2.6. Принципиальная схема (*а*) и процессе работы на *T,s*-диаграмме (*б*) одноступенчатой компрессионной холодильной установки с регенеративным охлаждением жидкого агента.

***I* — компрессор; *II* — конденсатор; *III* — регенеративный теплообменник; *IV*— дроссельный вентиль; *V* — сепаратор; *VI* — испаритель.**

Холодопроизводительность единицы расхода рабочего агента $q_0=(i_6-i_5)$ определяется площадью *65cb6*.

Удельный отвод тепла в конденсаторе на единицу расхода рабочего агента $q_к=(i_2-i_3)$ определяется площадью *3ea273*.

Удельная тепловая нагрузка регенеративного теплообменника $q_{р.т}=(i_3-i_4)=(i_1-i_6)$ определяется площадью *4de34*, равной площади *16bk1*.

Благодаря снижению температуры жидкого хладоагента перед дроссельным вентилем *IV* с T_3 до T_4 удельная холодопроизводительность возрастает на i_3-i_4 по сравнению с ее значением в установке без регенеративного теплообменника. Одновременно растет и удельная внутренняя работа компрессора, поскольку энтальпия пара перед компрессором повышается с i_6 до i_1, соответственно увеличивается и удельный объем пара v_0 перед компрессором [формула (2.8а)].

Преимуществами рассматриваемой схемы являются также уменьшение растворимости рабочего агента в масле и увеличение коэффициента подачи компрессора* благодаря повышению температуры пара перед ним.

Регенерация тепла в парожидкостных компрессионных установках имеет ограниченное применение. Это объясняется тем, что введение регенерации не меняет отношения давлений $p_к/p_и$, поскольку они однозначно определяются $T_к$ и $T_и$. Тем самым исключается главное преимущество регенерации — уменьшение $p_т/p_п$, т. е. уменьшение степени повышения давлений в компрессоре при тех же $T_и$ и $T_в$; достигается только понижение температуры в точке *4*. Обычно это понижение бывает небольшим, так как высокая теплоемкость жидкости в сочетании с относительно малой теплоемкостью перегретого пара приводит к резкому возрастанию разности температур на холодном конце регенеративного теплообменника. В результате возникают большие потери от необратимости как в теплообменнике, так и при дросселировании (из-за малого снижения T_4). В некоторых случаях эту трудность удается преодолеть путем использования в качестве рабочих тел смесей хладоагентов [8, 32].

В полной мере выгоды регенерации удается использовать в газожидкостных и газовых трансформаторах тепла (см. гл. 7 и 9).

2.5. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА

Одноступенчатые поршневые компрессионные установки применяются обычно при степени повышения давления $p_к/p_0 \leqslant 7 \div 12$.

При больших степенях повышения давления применяются многоступенчатые установки.

При $p_к/p_0=7 \div 100$ используются обычно двухступенчатые установки, а при $p_к/p_0>100$ — трехступенчатые. Необходимость применения много-

* Более подробно — см. § 3.2.

ступенчатых поршневых компрессионных установок при больших степенях повышения давления объясняется несколькими причинами.

1. С увеличением степени повышения давления $p_к/p_0$ в одной ступени снижаются коэффициент подачи λ и индикаторный η_i поршневых компрессоров *. При многоступенчатом сжатии уменьшается степень повышения давления в каждой ступени и увеличиваются λ и η_i.

2. С увеличением степени повышения давления растет конечная температура сжимаемого агента, а с ней и удельная работа сжатия. При многоступенчатом сжатии легко применить промежуточное охлаждение между ступенями. В промежуточных холодильниках снижаются температура сжимаемого агента и его удельный объем, благодаря чему уменьшается работа сжатия в следующей ступени.

3. Особенно заметно снижается расход энергии на трансформацию тепла в многоступенчатых установках по сравнению с одноступенчатыми при потребности в холоде или тепле разных параметров (температур). В этих условиях в многоступенчатых установках снижается затрата энергии на трансформацию тепла в меньшем интервале температур, т. е. на получение холода при более высокой температуре $t_н$ или на получение тепла при более низкой температуре $t_в$. В одноступенчатой установке, как правило, весь холод должен вырабатываться при минимальной температуре $t_н$ или все тепло должно получаться при максимальной температуре $t_в$.

Рассмотрим принципиальные схемы и метод расчета многоступенчатых трансформаторов тепла.

Методика расчета многоступенчатых рефрижераторных установок

На рис. 2.7 показаны принципиальная схема и процесс в T, s-диаграмме двухступенчатой рефрижераторной установки с двумя ступенями испарения. Установка вырабатывает холод двух различных параметров при T'_0 и T''_0.

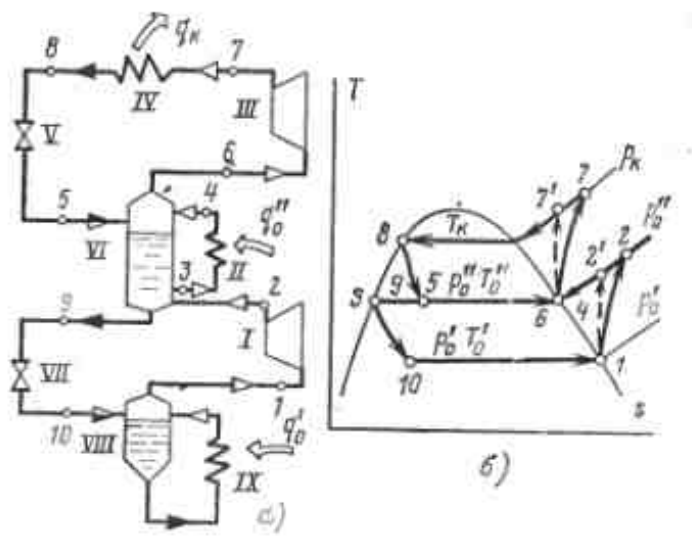


Рис. 2.7. Принципиальная схема (*а*) и процесс работы на T, s-диаграмме (*б*) с двухступенчатой компрессионной холодильной установкой с двумя ступенями испарения.

Тепло q'_0 при более низкой температуре T'_0 подводится в испаритель нижней ступени *IX*, откуда рабочий агент в состоянии *1* при давлении p'_0 и температуре T'_0 поступает в компрессор *I* нижней ступени и сжимается в нем до давления p''_0, равного рабочему давлению p''_0 в испарителе *II* верхней ступени. Пар из компрессора нижней ступени в состоянии *2* попадает в промежуточный сосуд *VI*, где он охлаждается вследствие тепломассообмена с жидким хладоагентом. Жидкий хладоагент из промежуточного сосуда в состоянии *3* поступает в испаритель верхней ступени, а пар из испарителя в состоянии *4* возвращается в промежуточный сосуд, откуда в состоянии *6* подается в компрессор *III* верхней ступени и сжимается в нем до давления $p_к$ и в состоянии *7* поступает в конденсатор *IV*, где конденсируется за счет отвода тепла $q_н$ во внешнюю среду. Жидкий хладоагент из конденсатора в состоянии *8* поступает в дроссельный вентиль *V* верхней ступени и после дросселирования в состоянии *5* — в промежуточный сосуд, откуда выходит двумя потоками. Один поток (точка *3*), как уже было указано, попадает в испаритель *II* верхней ступени. Второй (точка *9*) — в дроссельный вентиль *VII* нижней ступени, а из него через сепаратор *VIII* — в испаритель *IX* нижней ступени.

Для расчета установки должны быть заданы или выбраны:

1) расчетные холодопроизводительности нижней Q'_0 и верхней ступеней Q''_0;

2) температуры испарения нижней t'_0 и верхней ступеней t''_0;

3) температура конд

4) хладоагент;

5) схема установки.

Предварительно оцен

ные (адиабатные) η_i и

кие $\eta_{эм}$ КПД компрессор

цесс работы установки на

кую диаграмму (рис. 2.7,

Расход рабочего аге

грузка отдельных аппар

ческая эффективность дв

лодильной установки ра

следующим формулам:

расход хладоагента че

компрессор нижней ступен

$$G'=Q'_0/(i_1-i_0);$$

расход хладоагента

верхней ступени

$$G''=Q''_0/(i_4-i_3);$$

расход хладоагента

верхней ступени

$$G=G'(i_2-i_9)/(i_6-i_8)+$$

$$+G''(i_4-i_3)/(i_6-i_8);$$

в частном случае при

парителя верхней ступени

расчетная тепловая н

сатора

$$Q_к=G(i_7-i_8);$$

объемные производител

соров нижней и верхней ст

$$V'_0=G'v_1;\ V''_0=Gv_6;$$

мощности компрессор

верхней ступеней при ото

дения

$$N'_в=G'(i_2-i_1)/\eta_{эм};$$

$$N''_в=G(i_7-i_6)/\eta_{эм};$$

коэффициент полезного

тановки при расчетном ре

$$\eta_{e.p}=\frac{\Sigma э_н Q_0}{(N'_в+N''_э)}=\frac{\Sigma Q}{(N'_э}$$

Рис. 2.9. Схема двухступен

компрессионной теплонасосно

тановки (*а*) и процесс ее ра

на T, s-днаграмме (*б*).

I, *II* — компрессоры верхней и н

ступеней; *III* — испаритель; *IV*,

дроссельные вентили верхней и н

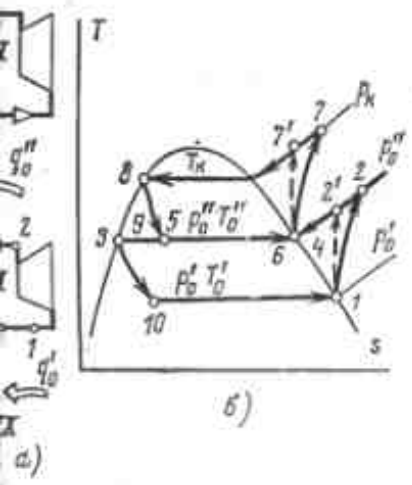
ступеней; *VI*, *VII* — конденсаторы

ней и нижней ступеней; *1*—*7* —

терные точки процесса.

---

* Подробнее эти характеристики см. в гл. 3.



ипиальная схема (*а*) и про-
T, s-диаграмме (*б*) с двух-
мпрессионной холодильной
умя ступенями испарения.

ступенчатой рефриже-
ановки с двумя ступе-
ия. Установка выраба-
двух различных пара-
$_0$ и T''_0.

ри более низкой температу-
тся в испаритель нижней
уда рабочий агент в состо-
влении p'_0 и температуре
компрессор *I* нижней сту-
ся в нем до давления p''_0,
у давлению p''_0 в испари-
ступени. Пар из компрес-
упени в состоянии *2* попа-
точный сосуд *VI*, где он
едствие тепломассообмена с
ентом. Жидкий хладоагент
ого сосуда в состоянии
спаритель верхней ступени,
теля в состоянии *4* возвра-
жуточный сосуд, откуда в
одается в компрессор *III*
и и сжимается в нем до
состоянии *7* поступает в
, где конденсируется за
ла $q_к$ во внешнюю среду.
агент из конденсатора в
гупает в дроссельный вен-
ступени и после дроссели-
оянии *5* — в промежуточ-
да выходит двумя потока-
(точка *3*), как уже было
ет в испаритель *II* верх-
орой (точка *9*) — в дрос-
VII нижней ступени, а из
ратор *VIII* — в испаритель
ни.

установки должны быть
аны:
холодопроизводительнос-
верхней ступеней Q''_0;
ры испарения нижней t'_0
ей t''_0;

3) температура конденсации $t_к$;
4) хладоагент;
5) схема установки.

Предварительно оценивают индикаторные (адиабатные) η_i и электромеханические $\eta_{эм}$ КПД компрессоров. Наносят процесс работы установки на термодинамическую диаграмму (рис. 2.7,*б*).

Расход рабочего агента, тепловая нагрузка отдельных аппаратов и энергетическая эффективность двухступенчатой холодильной установки рассчитываются по следующим формулам:

расход хладоагента через испаритель и компрессор нижней ступени

$$G'=Q'_0/(i_1-i_9); \qquad (2.23)$$

расход хладоагента через испаритель верхней ступени

$$G''=Q''_0/(i_4-i_3); \qquad (2.24)$$

расход хладоагента через компрессор верхней ступени

$$G=G'(i_2-i_9)/(i_6-i_8)+$$
$$+G''(i_4-i_3)/(i_6-i_8); \qquad (2.25)$$

в частном случае при отсутствии испарителя верхней ступени $Q''_0=0$ и $G''=0$;

расчетная тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_к=G(i_7-i_8); \qquad (2.26)$$

объемные производительности компрессоров нижней и верхней ступеней

$$V'_0=G'v_1;\ \ V''_0=Gv_6; \qquad (2.27)$$

мощности компрессоров нижней и верхней ступеней при отсутствии охлаждения

$$N'_э=G'(i_2-i_1)/\eta_{эм};$$
$$N''_э=G(i_7-i_8)/\eta_{эм}; \qquad (2.28)$$

коэффициент полезного действия установки при расчетном режиме

$$\eta_{е.р}=\frac{\Sigma э_н Q_0}{(N'_э+N''_э)}=\frac{\Sigma Q_{е.н}}{(N'_э+N''_э)}, \qquad (2.29)$$

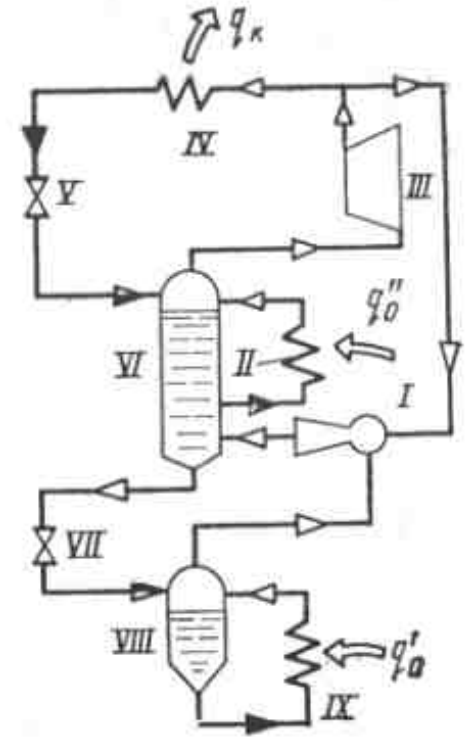


Рис. 2.8. Принципиальная схема двухступенчатой компрессионной холодильной установки с двумя ступенями испарения: нижняя ступень компрессии струйная, верхняя — механическая.

I — струйный компрессор; *II*, *IX* — испарители верхней и нижней ступеней; *III* — механический компрессор; *IV* — конденсатор; *V*, *VII* — дроссельные вентили; *VI*, *VIII* — промежуточные сосуды.

где $э_н$ — удельный расход электроэнергии на выработку холода в идеальном цикле, определяемый по формулам (1.31) и (1.32).

В том случае, когда разность температур нижней и верхней ступеней испарения невелика, а нижняя ступень испарения должна работать не постоянно, а эпизодически, для удешевления и упрощения установки иногда устанавливают в нижнюю ступень компрессор струйного типа. Принципиальная схема такой установки, предложенная И. С. Бадыль-

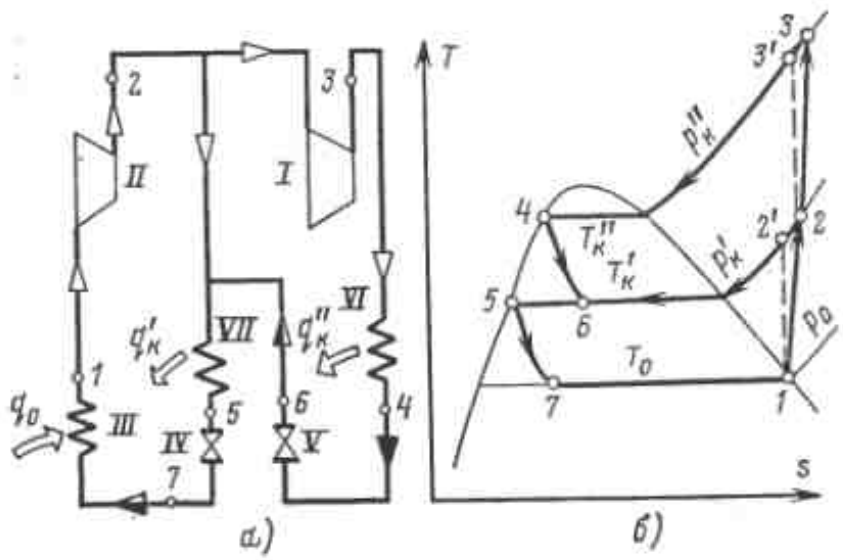


Рис. 2.9. Схема двухступенчатой компрессионной теплонасосной установки (*а*) и процесс ее работы на *T*, *s*-диаграмме (*б*).

I, *II* — компрессоры верхней и нижней ступеней; *III* — испаритель; *IV*, *V* — дроссельные вентили верхней и нижней ступеней; *VI*, *VII* — конденсаторы верхней и нижней ступеней; *1* — *7* — характерные точки процесса.

кесом (ВНИХИ), показана на рис. 2.8.

При работе на аммиаке NH_3 и Ф-12 двухступенчатые компрессионные холодильные установки применяются обычно в диапазоне температур испарения нижней ступени $-30°C > t'_0 > -60°C$. При более низких температурах испарения применяются трехступенчатые, каскадные и регенеративные на смесях рефрижераторные установки.

Методика расчета многоступенчатых теплонасосных установок

На рис. 2.9 показаны принципиальная схема и процесс на T, s-диаграмме двухступенчатой теплонасосной установки с двумя ступенями конденсации.

Тепло Q_0 от теплоотдатчика вводится в установку на температурном уровне T_0 и выводится из установки на двух разных температурных уровнях: $T'_к$ в количестве $Q'_к$ и $T''_к$ в количестве $Q''_к$.

Расход рабочего агента, тепловая нагрузка отдельных аппаратов и энергетическая эффективность двухступенчатой теплонасосной установки рассчитываются, как в рефрижераторных установках.

Общий КПД двухступенчатой теплонасосной установки при расчетном режиме

$$\eta_{е.\,тн} = \frac{\Sigma э_в Q_в}{(N'_э + N''_э)} = \frac{\Sigma Q_{е.\,в}}{(N'_э + N''_э)}, \qquad (2.30)$$

где $э_в$ — удельный расход электрической энергии на трансформацию тепла в идеальном цикле, определяемый по формуле (1.33).

2.6. ПРИМЕНЕНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Двухступенчатые теплонасосные установки иногда применяются в системах теплоснабжения, покрывающих отопительную нагрузку.

Отопительная нагрузка имеет сезонный характер. Значение этой нагрузки изменяется в течение отопительного сезона в широких пределах в зависимости от температуры наружного воздуха. Для большинства районов Советского Союза максимальная отопительная нагрузка превышает среднюю за сезон примерно вдвое.

Второй особенностью отопительной нагрузки является переменный потенциал тепла, требующийся для ее удовлетворения. При обычно применяемом качественном методе регулирования тепловой нагрузки потенциал тепла растет по мере ее увеличения. При максимальной тепловой нагрузке требуется и максимальная температура теплоносителя в отопительной установке. Поэтому при максимальной отопительной нагрузке, возникающей в период наиболее низких температур наружного воздуха в отопительный сезон, теплонасосная установка должна не только трансформировать максимальное количество тепла, но и работать в максимальном интервале температур между теплоотдатчиком и теплоносителем, подаваемым в систему отопления.

Расход энергии в отопительных теплонасосных установках при максимальной отопительной нагрузке превышает обычно ее расход при средней отопительной нагрузке в 3—4 раза. По указанным причинам отопление является в принципе неблагоприятной нагрузкой для тепловых насосов, так как установленная мощность этих установок, рассчитанная на максимальную отопительную нагрузку, а также электрогенерирующая мощность энергосистемы, предназначенная для электроснабжения теплонасосных установок, имеют низкое число часов использования (если только эти установки не могут быть полезно использованы в летнее время для кондиционирования воздуха, например, в районах с жарким климатом). Следует иметь в виду, что максимум отопительной нагрузки наступает в наиболее холодный период отопительного сезона и, как правило, совпадает с электрическим максимумом энергосистемы.

На рис. 2.10 показана зависимость отопительной нагрузки (*а*) и температуры теплоносителя в отопительных установках (*б*) от наружной температуры для климатических условий Москвы.

При выполнении отопительных теплонасосных установок по одноступенчатой схеме все их элементы работают в нерасчетном режиме со значительной недогрузкой практически в течение всего отопительного сезона, за исключением короткого периода наиболее низких наружных температур. Это приводит к большим дополнительным энергетическим потерям.

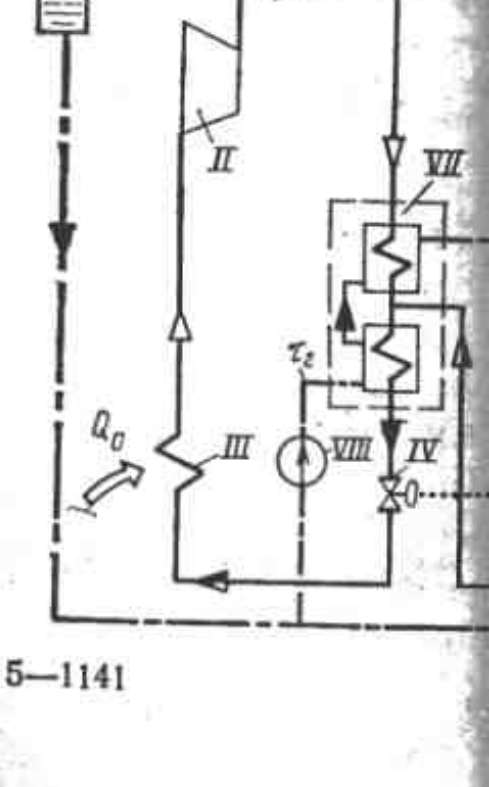
Среднегодовой расход энергии в теплонасосных отопительных установках может быть снижен при выполнении их по двухступенчатой схеме.

На рис. 2.11 показана принципиальная схема теплонасосной уста-

Рис. 2.10. Зависимость от
тельной нагрузки (*а*) и те
ратуры теплоносителя в от
тельных установках (*б*)
наружной температуры.
VI — тепловая нагрузка конден
ра верхней ступени; *VII* — т
нижней ступени; $\overline{Q_0}$ — относи
ная отопительная нагрузка;
температура наружного воздух
τ_1, τ_2 — температуры теплоноси
°С.

новки, использующей д
тепло источника постоя
циала, например тепло
или воздуха, охлажда
трогенераторы электро
кие установки могут
в частности, для отопле
ния гидроэлектростанц
жилых поселков при ни

Вода из отопительной
ступает в сетевой насос *VI*
дает ее для подогрева в ко
и *VI*, выполненные по
схеме и включенные
по сетевой воде. Благода
в конденсаторах зоны ох
регретого пара от зо
ции и организации
движения рабочего агента
воды удается повысить тем
той воды на выходе из
снизить потерю эксергии от
теплообмена. В конденсатор



ких пределах в зависимости от
уры наружного воздуха. Для
ства районов Советского Союза
ьная отопительная нагрузка пре-
среднюю за сезон примерно вдвое.
ой особенностью отопительной на-
является переменный потенциал
ребующийся для ее удовлетворе-
обычно применяемом качествен-
оде регулирования тепловой на-
отенциал тепла растет по мере ее
ия. При максимальной тепловой на-
ребуется и максимальная темпе-
еплоносителя в отопительной уста-
Поэтому при максимальной отопи-
нагрузке, возникающей в период
низких температур наружного
в отопительный сезон, тепло-
установка должна не только
мировать максимальное количест-
но и работать в максимальном
е температур между теплоотдат-
теплоносителем, подаваемым в
отопления.
од энергии в отопительных тепло-
установках при максимальной
ьной нагрузке превышает обычно
од при средней отопительной на-
3—4 раза. По указанным причи-
ление является в принципе небла-
ой нагрузкой для тепловых насо-
как установленная мощность этих
к, рассчитанная на максимальную
ьную нагрузку, а также электро-
ющая мощность энергосистемы,
аченная для электроснабжения
осных установок, имеют низкое
исов использования (если только
новки не могут быть полезно ис-
ны в летнее время для кондици-
ния воздуха, например, в районах
м климатом). Следует иметь в ви-
максимум отопительной нагрузки
т в наиболее холодный период
ьного сезона и, как правило, сов-
электрическим максимумом энер-
ы.

рис. 2.10 показана зависимость
ьной нагрузки (*а*) и температуры
ителя в отопительных установках
наружной температуры для клима-
условий Москвы.

выполнении отопительных тепло-
установок по одноступенчатой
е их элементы работают в нерас-
ежиме со значительной недогруз-
ктически в течение всего отопи-
сезона, за исключением коротко-
ода наиболее низких наружных
ур. Это приводит к большим до-
ьным энергетическим потерям.
днегодовой расход энергии в теп-
ых отопительных установках мо-
ь снижен при выполнении их по
енчатой схеме.

рис. 2.11 показана принципи-
схема теплонасосной уста-

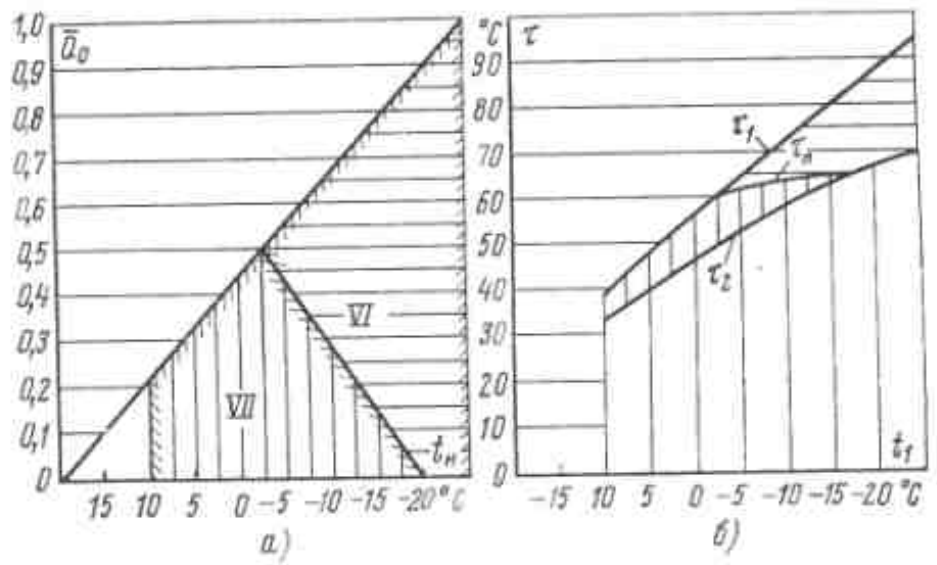


Рис. 2.10. Зависимость отопительной нагрузки (*а*) и температуры теплоносителя в отопительных установках (*б*) от наружной температуры.

VI **— тепловая нагрузка конденсатора верхней ступени;** ***VII*** **— то же нижней ступени;** $\bar{Q}_0$ **— относительная отопительная нагрузка;** $t_н$ **— температура наружного воздуха, °С;** τ_1, τ_2 **— температуры теплоносителя, °С.**

новки, использующей для отопления тепло источника постоянного потенциала, например тепло речной воды или воздуха, охлаждающего электрогенераторы электростанций. Такие установки могут применяться, в частности, для отопления помещения гидроэлектростанций, а также жилых поселков при них.

Вода из отопительной установки поступает в сетевой насос *VIII*, который подает ее для подогрева в конденсаторы *VII* и *VI*, выполненные по двухступенчатой схеме и включенные последовательно по сетевой воде. Благодаря отделению в конденсаторах зоны охлаждения перегретого пара от зоны конденсации и организации противоточного движения рабочего агента и нагреваемой воды удается повысить температуру нагретой воды на выходе из конденсатора и снизить потерю эксергии от необратимого теплообмена. В конденсаторе нижней ступени *VII* вода нагревается с температуры τ_2 до некоторой промежуточной температуры $\tau_п$. Затем вода поступает в конденсатор второй ступени *VI* и нагревается в нем до температуры τ_1. Из конденсатора верхней ступени *VI* вода подается в отопительную систему, отдает тепло обогреваемым помещениям и вновь возвращается в теплонасосную установку с температурой τ_2.

Тепло от теплоотдатчика речной воды или воздуха передается в испарителе *III* кипящему рабочему агенту, пар которого при давлении p_0 поступает в компрессор *II* нижней ступени, где сжимается до давления $p'_к$, после чего разделяется на два потока. Один поток поступает в конденсатор *VII*, где в процессе отдачи тепла нагреваемой воде конденсируется, другой — в компрессор *I* верхней ступени, где сжимается, до давления $p''_к$, после чего поступает в конденсатор *VI*, где нагревает теплоноситель от промежуточной температуры $\tau_п$ до температуры τ_1. Затем конденсат рабочего агента через дроссельный вентиль *V* поступает в конденсатор *VII*.

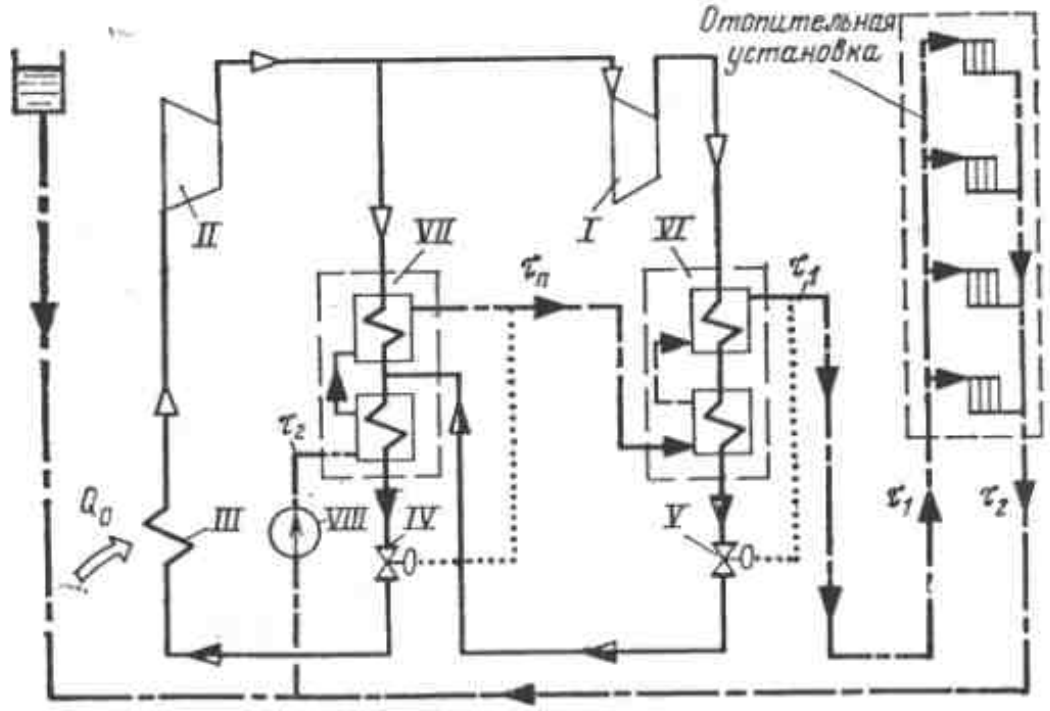


Рис. 2.11. Принципиальная схема двухступенчатой теплонасосной отопительной установки.

Суммарный поток конденсата из конденсатора *VII* через дроссельный вентиль *IV* подается в испаритель.

Режим работы рассматриваемой установки определяется режимом работы отопительной системы.

При повышенных температурах наружного воздуха в период отопительного сезона, например, когда отопительная нагрузка составляет 50% максимальной, работает только компрессор нижней ступени. Компрессор и конденсатор верхней ступени при этих режимах отключены.

При более низких температурах наружного воздуха включаются в работу компрессор и конденсатор второй ступени. При этих режимах вода в конденсаторе *VII* подогревается до практически постоянной температуры $\tau_п$.

По мере снижения температуры наружного воздуха в этом диапазоне уменьшается тепловая нагрузка конденсатора *VII*, так как повышается температура τ_2 обратной воды после отопительной системы; одновременно увеличивается тепловая нагрузка конденсатора *VI*, так как растет температура воды τ_1, подаваемой в отопительную систему.

При максимальной отопительной нагрузке тепловая нагрузка конденсатора *VII* практически равна нулю, а конденсатора *VI* — максимальной отопительной нагрузке.

Распределение отопительной тепловой нагрузки между конденсаторами *VII* и *VI* двухступенчатой теплонасосной установки показано на рис. 2.10.

Максимальная тепловая нагрузка конденсатора *VII* равна примерно половине максимальной отопительной нагрузки Q_0=0,5. Максимальная тепловая нагрузка конденсатора *VI* равна всей максимальной отопительной нагрузке и имеет место при минимальной (расчетной) наружной температуре.

2.7. КАСКАДНЫЕ РЕФРИЖЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Для получения более низких температур с помощью парожидкостных циклов могут быть применены каскадные рефрижераторные установки.

Для иллюстрации на рис. 2.12 показаны принципиальная схема однокаскадной рефрижераторной установки (*а*) и процесс ее работы на *T*, *s*-диаграмме (*б*).

Примечание. В дальнейшем используется традиционная терминология, т. е. каждая ступень такой установки называется каскадом. Любой каскад представляет собой последовательность ступеней. Отдельную ступень, строго говоря, называть каскадом нельзя.

Конденсатор нижней ступени каскада и испаритель верхней совмещены в одном аппарате. Тепло, подведенное от теплоотдачика в испарителе *VI* на температурном уровне T_0, с помощью цикла *1-2-3-4*

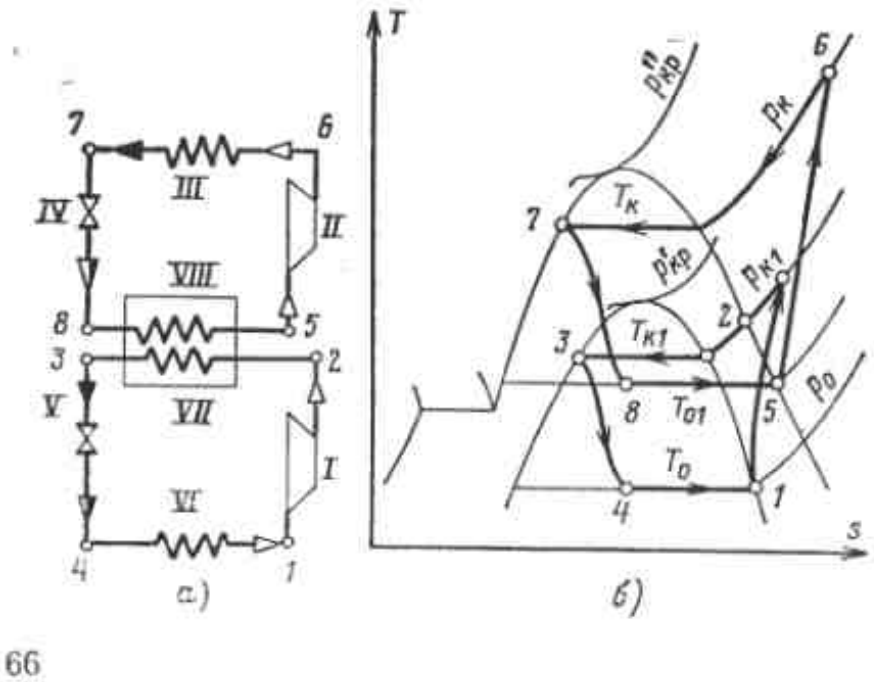


Рис. 2.12. Однокаскадная рефрижераторная установка.

I, *II* — компрессоры нижней и верхней ступеней каскада; *III*, *VII* — конденсаторы верхней и нижней ступеней; *IV*, *V* — дроссельные вентили верхней и нижней ступеней; *VI*, *VIII* — испарители нижней и верхней ступеней.

трансформируется на б
температурный уровен
дается через конденсат
тель *VII* и *VIII* хладоа
ней ступени каскада.
ной разности температу
—T_{01} в конденсаторе-ис
пло поступает в испари
ступени каскада на те
уровне $T_{01}<T_{к1}$.

В верхней ступени ка
трансформируется с по
ла *5-6-7-8* на более выс
ратурный уровень и пер
рез конденсатор *III* с
среде.

На практике находя
ние не только однокаск
многокаскадные рефри
установки.

Для каждой ступе
может быть использова
благоприятный для дан
температур испарения
ции хладоагент из усло
чения экономичной и на
боты установки. Хладоа
но подобрать таким обра
в испарителе каждой сту
да давление p_0 немного
0,1 МПа, что исключит
духа в систему, а критич
пература агента $T_{кр}$ з
превышала температуру
ции, что снизит необрати
ри в процессах сжатия и
рования.

Например, в однокас
лодильной установке для
температуры испарения
можно применить в качес
агента для нижней ступен
этилен C_2H_4, у которого
и $t_{кр}$=9,5°С, а для верхне
каскада фреон Ф-12, у ко
=—30°С и $t_{кр}$=112°С.

В качестве хладоагента
ней ступени каскада обыч
няют фреон Ф-13, Ф-14,
C_2H_6, этилен C_2H_4, диф
$C_2H_2F_2$ и др.

Верхняя ступень каска
ет на аммиаке NH_3, фре
Ф-22, Ф-115 и др.

II и *VI* двухступенчатой те-
сной установки показано на
0.

симальная тепловая нагруз-
енсатора *VII* равна пример-
овине максимальной отопи-
нагрузки Q_0=0,5. Макси-
я тепловая нагрузка конден-
VI равна всей максимальной
льной нагрузке и имеет ме-
минимальной (расчетной)
ой температуре.

КАДНЫЕ РЕФРИЖЕРАТОРНЫЕ ЗКИ

получения более низких
тур с помощью парожидко-
циклов могут быть примене-
адные рефрижераторные ус-
.

иллюстрации на рис. 2.12
ы принципиальная схема
кадной рефрижераторной
ки (*а*) и процесс ее работы
-диаграмме (*б*).

мечание. В дальнейшем ис-
я традиционная терминология,
дая ступень такой установки на-
каскадом. Любой каскад пред-
собой последовательность ступе-
дельную ступень, строго говоря,
каскадом нельзя.

денсатор нижней ступени
и испаритель верхней сов-
в одном аппарате. Тепло,
нное от теплоотдачика в ис-
е *VI* на температурном уров-
с помощью цикла *1-2-3-4*

Рис. 2.12. Однокаскадная рефрижераторная установка.

I, *II* — компрессоры нижней и верхней ступеней каскада; *III*, *VII* — конденсаторы верхней и нижней ступеней; *IV*, *V* — дроссельные вентили верхней и нижней ступеней; *VI*, *VIII* — испарители нижней и верхней ступеней.

трансформируется на более высокий температурный уровень $T_{к1}$ и передается через конденсатор и испаритель *VII* и *VIII* хладоагенту в верхней ступени каскада. Из-за конечной разности температур $\Delta T = T_{к1} - T_{01}$ в конденсаторе-испарителе тепло поступает в испаритель верхней ступени каскада на температурном уровне $T_{01} < T_{к1}$.

В верхней ступени каскада тепло трансформируется с помощью цикла *5-6-7-8* на более высокий температурный уровень и передается через конденсатор *III* окружающей среде.

На практике находят применение не только однокаскадные, но и многокаскадные рефрижераторные установки.

Для каждой ступени каскада может быть использован наиболее благоприятный для данного уровня температур испарения и конденсации хладоагент из условия обеспечения экономичной и надежной работы установки. Хладоагенты можно подобрать таким образом, чтобы в испарителе каждой ступени каскада давление p_0 немного превышало 0,1 МПа, что исключит подсос воздуха в систему, а критическая температура агента $T_{кр}$ значительно превышала температуру конденсации, что снизит необратимые потери в процессах сжатия и дросселирования.

Например, в однокаскадной холодильной установке для получения температуры испарения $t_0 = -100$°С можно применить в качестве хладоагента для нижней ступени каскада этилен C_2H_4, у которого $t_s = -104$°С и $t_{кр} = 9{,}5$°С, а для верхней ступени каскада фреон Ф-12, у которого $t_s = -30$°С и $t_{кр} = 112$°С.

В качестве хладоагента для нижней ступени каскада обычно применяют фреон Ф-13, Ф-14, Ф-23, этан C_2H_6, этилен C_2H_4, дифторэтилен $C_2H_2F_2$ и др.

Верхняя ступень каскада работает на аммиаке NH_3, фреоне Ф-12, Ф-22, Ф-115 и др.

Основное преимущество каскадных установок по сравнению с многоступенчатыми компрессионными заключается в возможности работы в больших интервалах температур. Эти интервалы для компрессионных установок, работающих на одном хладоагенте во всех ступенях, ограничены интервалом между критической и нормальной температурами $t_{кр} - t_s$, который для подавляющего большинства хладоагентов не превышает 80—40°С.

С помощью каскадных установок можно осуществлять теплоподъем, значительно превышающий этот интервал.

Вместе с тем использование каскадных установок ограничено снижением их эффективности при низких T_0, обусловленным возникновением дополнительных потерь эксергии.

Первая из этих потерь связана с необратимостью теплообмена между ступенями каскада, возникающими в аппаратах испаритель-конденсатор. Чем больше каскадов и чем ниже температуры, при которых происходит теплообмен, тем больше при прочих равных условиях эти потери (их значение пропорционально $\Delta\tau_e$ в теплообменниках).

Вторая потеря определяется понижением КПД компрессоров нижних ступеней каскада при работе в условиях низких температур. В этих условиях тепло, выделяемое при сжатии, не отводится наружу, а напротив, тепло из окружающей среды проникает в компрессор. Такие потери существуют и в компрессорах нижних ступеней многоступенчатых установок.

Эти потери можно снизить, если поднять посредством регенерации тепла температуру начала сжатия в компрессоре до уровня, близкого к $T_{о.с}$. Однако такой метод существенно усложнит каскадную установку и превратит ее нижние ступени в газожидкостную установку, описанную в гл. 7.

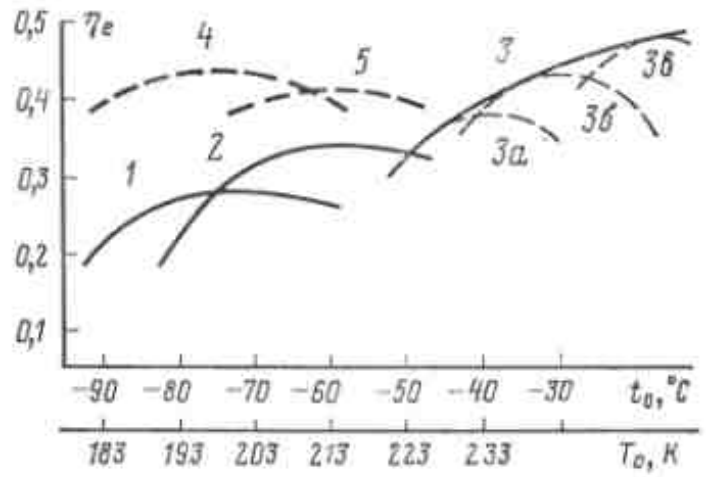


Рис. 2.13. Зависимость η_e от температуры T_0 для различных типов парокомпрессионных низкотемпературных холодильных установок.

1 — каскадная двухступенчатая; *2* — двухступенчатая; *3* — одно- и двухступенчатые (обобщенная характеристика для $T > -50$°С); *3а, 3б, 3в* — частные характеристики; *4, 5* — установки с регенерацией, работающие на многокомпонентных смесях.

Оказалось гораздо более рациональным использовать регенеративную схему Линде с многокомпонентной смесью в качестве рабочего тела [32]. Принцип действия таких установок рассмотрен в гл. 7.

На рис. 2.13 показана зависимость КПД парожидкостных компрессионных холодильных установок от T_0. Ход кривых *1*, *2* и *3* показывает, что даже при использовании в каждой температурной зоне наиболее подходящих по схеме и рабочим агентам установок значение η_e по мере понижения T_0 уменьшается. Из графиков также видно, что каждый вид установок (и соответствующий хладоагент) имеет температурную область, где КПД η_e достигает максимального значения.

Кривые *4* и *5* соответствуют характеристикам регенеративных установок на многокомпонентных смесях; для них значения η_e при низких T_0 существенно выше.

Машины, работают
маемом рабочем теле,
ры — повышают давле
тела и обеспечивают
цию в установке.

Расширительные м
назначены для внутре
дения рабочего тела у
его расширении с отда
работы.

Несмотря на некото
с энергетической рас
машиной — тепловым
историческую преемст
этого типа машин, рас
машина установок тр
тепла, или расширит
дер) *, имеет существен
от двигателя.

Использование рабо
ной в расширительной
ет вспомогательное зна
различным причинам о
реализуется. Этим рас
машина отличается от
в котором основное зна
получение и использова

Это обстоятельство,
пературный уровень ра
в машине (в большинс
значительно ниже $T_{0.c}$
к существенному отлич
ристик и конструкци
тельной машины от теп
гателя.

По принципу действи
ны разделяются на д
группы: объемного и
го действия.

В машинах объемно
к которым относятся
ротационные (пластинч
товые) и мембранные на
расширители, изменени
рабочего тела происход
вие изменения объема в
взаимодействия рабочег
ремещающегося элемент
поршни, пластины, мемб

В машинах кинетичес
вия изменение давления

* От французского слов
снижать, расширять.

Глава третья

Энергетические характеристики нагнетательных и расширительных машин трансформаторов тепла

3.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ И РАСШИРИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Принцип действия и теоретический аппарат, описывающий процессы в нагнетательных и расширительных машинах, несмотря на разницу в их назначении, могут быть рассмотрены с единых позиций.

Часто нагнетательная и расширительная машины объединены не только в одной установке, но даже и в одном агрегате, имеют аналогичные конструкции, технологию изготовления и особенности эксплуатации.

Нагнетательные машины предназначены для повышения давления и перемещения рабочего тела.

Назначение и наименование нагнетательных машин определяются прежде всего сжимаемостью рабочего тела.

Машины, работающие на практически несжимаемых рабочих телах *, — насосы и вентиляторы — выполняют в основном функцию перемещения.

* Несжимаемым рабочим телом обычно считают жидкости с малой сжимаемостью и газы в области небольших отношений давлений (до 1,2), при которых сжимаемостью можно пренебречь. Следует иметь в виду, что некоторые жидкие криоагенты (гелий, водород) имеют сжимаемость, которой пренебречь нельзя.

есью в качестве рабочего те-
]. Принцип действия таких
ок рассмотрен в гл. 7.
рис. 2.13 показана зависи-
КПД парожидкостных ком-
онных холодильных устано-
T_0. Ход кривых *1*, *2* и *3* по-
ет, что даже при использова-
каждой температурной зоне
ее подходящих по схеме и
м агентам установок значе-
по мере понижения T_0 умень-
. Из графиков также видно,
ждый вид установок (и соот-
ющий хладоагент) имеет
атурную область, где КПД
тигает максимального значе-

дые *4* и *5* соответствуют ха-
истикам регенеративных ус-
х на многокомпонентных сме-
я них значения η_e при низких
ественно выше.

ики
льных машин

ы для повышения давления и
щения рабочего тела.
начение и наименование наг-
ьных машин определяются
всего сжимаемостью рабо-
ла.
ины, работающие на прак-
несжимаемых рабочих те-
насосы и вентиляторы —
яют в основном функцию пе-
ния.

сжимаемым рабочим телом обыч-
от жидкости с малой сжимаемо-
азы в области небольших отноше-
ений (до 1,2), при которых сжи-
о можно пренебречь. Следует
виду, что некоторые жидкие крио-
гелий, водород) имеют сжимае-
торой пренебречь нельзя.

Машины, работающие на сжимаемом рабочем теле, — компрессоры — повышают давление рабочего тела и обеспечивают его циркуляцию в установке.

Расширительные машины предназначены для внутреннего охлаждения рабочего тела установки при его расширении с отдачей внешней работы.

Несмотря на некоторое сходство с энергетической расширительной машиной — тепловым двигателем и историческую преемственность от этого типа машин, расширительная машина установок трансформации тепла, или расширитель (детандер) *, имеет существенные отличия от двигателя.

Использование работы, полученной в расширительной машине, имеет вспомогательное значение, и по различным причинам она не всегда реализуется. Этим расширительная машина отличается от двигателя, в котором основное значение имеет получение и использование работы.

Это обстоятельство, а также температурный уровень рабочего тела в машине (в большинстве случаев значительно ниже $T_{о.с}$) приводят к существенному отличию характеристик и конструкций расширительной машины от теплового двигателя.

По принципу действия эти машины разделяются на две основные группы: объемного и кинетического действия.

В машинах объемного действия, к которым относятся поршневые, ротационные (пластинчатые и винтовые) и мембранные нагнетатели и расширители, изменение давления рабочего тела происходит вследствие изменения объема в результате взаимодействия рабочего тела и перемещающегося элемента машины: поршни, пластины, мембраны и т. п.

В машинах кинетического действия изменение давления и температуры достигается путем использования инерционных сил в потоке рабочего тела.

При торможении потока, имеющего запас кинетической энергии, давление рабочего тела возрастает. При расширении потока с внешним отводом энергии температура рабочего тела понижается.

К компрессорам кинетического действия относятся турбокомпрессоры (осевые, центробежные) и струйные компрессоры, представляющие собой аппараты без движущихся механических элементов *.

Расширительные машины кинетического действия (осевые и радиальные) называют турбодетандерами.

Область преимущественного применения машин объемного действия характеризуется средними и высокими отношениями давлений и сравнительно малыми расходами рабочего тела.

Турбокомпрессоры и турбодетандеры применяют при существенно больших расходах газов и меньших отношениях давлений.

Области преимущественного применения отдельных типов нагнетательных машин представлены диаграммой, построенной по давлению

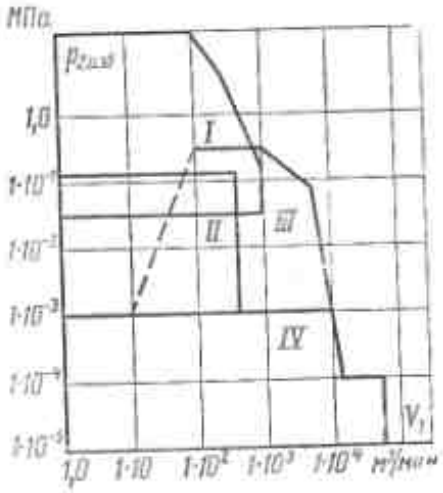


Рис. 3.1. Области преимущественного применения нагнетательных машин.
I — поршневые компрессоры; *II* — ротационные нагнетатели и компрессоры; *III* — центробежные и осевые компрессоры; *IV* — центробежные и осевые вентиляторы.

---

* От французского слова détendre — снижать, расширять.

* Струйные аппараты применяются в установках трансформации тепла как для сжатия, так и для расширения рабочего тела. Более подробно о струйных компрессорах сказано в гл. 6.

нагнетания p_2 и объемной производительности, отнесенной к входу в машину V_1 (рис. 3.1).

Выделение зон преимущественного применения детандеров разных типов более сложно, что объясняется большим влиянием на КПД плотности рабочего тела на входе в турбодетандер при малых расходах. Для расширительных машин высокого давления (на входе 5—20 МПа), где плотность рабочего тела относительно велика, ориентировочная граница, разделяющая поршневые и турбодетандеры, проходит по производительности 2500 м³/ч. Для детандеров среднего давления (1,5—3 МПа) такой границей служит производительность 1000 м³/ч. Эти данные относятся к машинам воздухоразделительных установок. Для гелиевых детандеров при давлениях на входе 1,6—2,5 МПа соответствующая граница проходит по производительности $V=1\div3$ м³/ч.

По характеру процесса рассматриваемые машины делятся на адиабатные и неадиабатные.

В адиабатных компрессоре и детандере отсутствует специально организованный теплообмен с внешней средой.

Неадиабатный компрессор — машина, в которой, напротив, интенсифицирована теплоотдача от рабочего тела во внешнюю среду для уменьшения работы, затрачиваемой на сжатие. Неадиабатный детандер — машина, в которой в процессе расширения подводится тепло от охлаждаемого объекта.

По числу ступеней расширения или сжатия машины разделяются на многоступенчатые и одноступенчатые.

Введение многоступенчатого процесса в нагнетательных и расширительных машинах приводит к снижению потерь от необратимости как при сжатии, так и при расширении вследствие уменьшения отношения давлений в отдельных ступенях.

В компрессоре многоступенчатое сжатие применяется для снижения затрат энергии на сжатие (в охлаждаемых машинах) и в связи с ограничением отношения давлений в одной ступени.

В расширительных машинах многоступенчатое расширение с промежуточным подводом тепла приводит к увеличению холодопроизводительности. Однако практическая реализация процесса многоступенчатого расширения в машине с подводом тепла при температуре $T<T_{о.с}$ связана с трудностями обеспечения теплообмена. Поэтому многоступенчатые расширительные машины менее распространены, чем нагнетательные.

Условия использования рабочего тела, в частности отношение критической температуры к температуре окружающей среды, сказываются на особенностях нагнетательных и расширительных машин.

Компрессоры, работающие при $T\gg T_{о.с}$ на рабочем теле с $T_{кр}\ll T_{о.с}$ (воздух, азот, водород, гелий), принципиально не отличаются от компрессоров энергетических установок; физические константы газов c_p, k, R сказываются только на показателях компрессора.

Выбор давлений нагнетания p_2 и всасывания p_1 в таких машинах зависит от типа установки. В газовых холодильных и криогенных установках величины p_2 и p_1 могут выбираться достаточно свободно с учетом условий работы других элементов схемы: детандеров, теплообменников.

В установках, где происходит ожижение газов (газожидкостных), свободен в определенных пределах только выбор давления p_2, так как давление p_1 связано с температурой конденсации или испарения.

Компрессоры, работающие на рабочем теле с $T_{кр}>T_{о.с}$ (фреоны, аммиак, некоторые углеводороды) в паровых компрессионных трансформаторах тепла, отличаются тем, что давления нагнетания и всасывания зависят от характерных температур установки $T_{о.с}$ и T_0.

Давление нагнета
ется температурой
среды (воды, воздуха
го тела верхней ступе
давление всасывания
рой испарения рабоче
которой степени тепл
кой испарителя. Ком
рожидкостных устано
в широком диапазон
давлений нагнетания
Особенность этих м
и с тем, что пары рабо
гут поступать в компре
рителя при температур
но ниже тмпературы
среды. Физические сво
и паровой фаз опреде
ность реализации про
рения рабочего тела
области.
Для каждого из
с $T_{кр}>T_{о.с}$ свойства жи
ра, особенно плотность,
различаются, поэтому
ние процесса расширен
ванием жидкости в объе
нах затруднено из-за
возникновения гидравл
ров.
Для рабочих тел
плотности жидкости и
чаются меньше; это по
лизовать расширение в
области, что приводит
чаев к повышению КП
[11].
По характеру свя
объема машины с внеш
нагнетательные и расш
машины разделяются н
ные и негерметичные.
ность машины диктуетс
сообразностью изоляци
ренних объемов от о
среды (во избежание у
чего тела или подсосо
так и в некоторых случ
димостью отделения ра
ма от смазываемого мех
жения. Первое требован
существенно для маши
щих на токсичных или
ных рабочих телах, а та

т энергии на сжатие (в охлаж-
ых машинах) и в связи с огра-
нием отношения давлений в од-
тупени.

расширительных машинах
ступенчатое расширение с про-
точным подводом тепла приво-
увеличению холодопроизводи-
ости. Однако практическая ре-
ция процесса многоступенча-
расширения в машине с под-
тепла при температуре $T<$
связана с трудностями обес-
ия теплообмена. Поэтому мно-
енчатые расширительные ма-
менее распространены, чем
тательные.

ловия использования рабочего
в частности отношение крити-
температуры к температуре
ающей среды, сказываются
обенностях нагнетательных и
рительных машин.

мпрессоры, работающие при
.с на рабочем теле с $T_{кр} \ll T_{о.с}$
ух, азот, водород, гелий), прин-
льно не отличаются от ком-
ров энергетических устано-
физические константы газов
R сказываются только на по-
лях компрессора.

бор давлений нагнетания p_2 и
вания p_1 в таких машинах за-
от типа установки. В газовых
льных и криогенных установ-
личины p_2 и p_1 могут выби-
достаточно свободно с уче-
ловий работы других элемен-
емы: детандеров, теплообмен-

установках, где происходит
ние газов (газожидкостных),
ен в определенных пределах
выбор давления p_2, так как
ие p_1 связано с температурой
сации или испарения.

мпрессоры, работающие на
м теле с $T_{кр} > T_{о.с}$ (фреоны,
, некоторые углеводороды)
вых компрессионных транс-
торах тепла, отличаются тем,
вления нагнетания и всасыва-
висят от характерных темпе-
установки $T_{о.с}$ и T_0.

Давление нагнетания определяется температурой охлаждающей среды (воды, воздуха) или рабочего тела верхней ступени каскада, а давление всасывания — температурой испарения рабочего тела и в некоторой степени тепловой нагрузкой испарителя. Компрессоры парожидкостных установок работают в широком диапазоне отношений давлений нагнетания и всасывания.

Особенность этих машин связана и с тем, что пары рабочего тела могут поступать в компрессор из испарителя при температурах значительно ниже тмпературы окружающей среды. Физические свойства жидкой и паровой фаз определяют возможность реализации процесса расширения рабочего тела в двухфазной области.

Для каждого из рабочих тел с $T_{кр} > T_{о.с}$ свойства жидкости и пара, особенно плотность, значительно различаются, поэтому осуществление процесса расширения с образованием жидкости в объемных машинах затруднено из-за возможности возникновения гидравлических ударов.

Для рабочих тел с $T_{кр} \ll T_{о.с}$ плотности жидкости и пара различаются меньше; это позволяет реализовать расширение в двухфазной области, что приводит в ряде случаев к повышению КПД установки [11].

По характеру связи рабочего объема машины с внешней средой нагнетательные и расширительные машины разделяются на герметичные и негерметичные. Герметичность машины диктуется как целесообразностью изоляции ее внутренних объемов от окружающей среды (во избежание утечек рабочего тела или подсосов воздуха), так и в некоторых случаях необходимостью отделения рабочего объема от смазываемого механизма движения. Первое требование особенно существенно для машин, работающих на токсичных или взрывоопасных рабочих телах, а также на газах повышенной стоимости (гелий, неон, некоторые фреоны и др.). Загрязнение рабочего тела смазкой всегда нежелательно; в некоторых случаях (работа на кислороде, использование машин в пищевой промышленности, медицине и для кондиционирования воздуха) требование герметичности становится одним из главных.

3.2. ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ

Основные положения

Расширением называют процесс изменения состояния рабочего тела, характеризуемый увеличением удельного объема; в расширительных машинах он всегда сопровождается отдачей внешней работы того или иного вида.

Сжатием называют процесс изменения состояния рабочего тела, характеризуемый уменьшением удельного объема, в нагнетательных машинах он всегда связан с затратой внешней работы или равноценной ей эксергии.

Количественное описание процессов сжатия и расширения базируется на основных законах термогазодинамики и их следствиях. В большинстве случаев, как показано ниже, для анализа процессов сжатия и расширения можно использовать единое уравнение; основные особенности процесса определяются лишь знаком, направлением потока энергии.

Остановимся на основных уравнениях, применяемых в теории нагнетательных и расширительных машин.

Применение первого закона термодинамики. Для элементарного процесса в системе машина — окружающая среда (рис. 3.2) уравнение энергетического баланса имеет вид:

$$\pm\delta l \pm \delta q = di + dc^2/2 + d(gh). \qquad (3.1)$$

Суммарные значения потоков энергии в форме тепла и работы l, которыми машина обменивается через контрольную поверхность, равны изменению энтальпии рабочего тела i, кинетической $c^2/2$ и потенциальной gh энергии.

Знак «+» соответствует подводу, а «—» — отводу энергии от машины.

Интегрируя уравнение в пределах, соответствующих сечениям входа в машину и выхода из нее (индексы 1 и 2), получаем:

для нагнетателя

$$l_н = i_2 - i_1 + (c^2_2 - c^2_1)/2 \pm q + g(h_2 - h_1); \qquad (3.2)$$

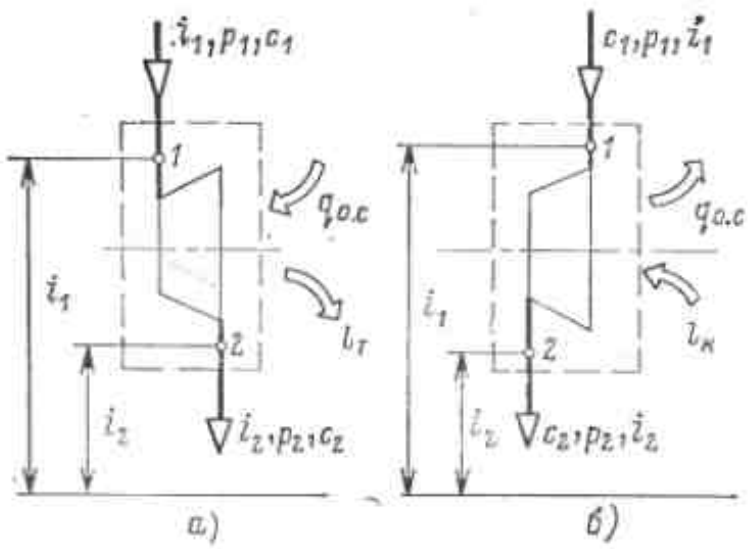


Рис. 3.2. Потоки энергии в системе машина — окружающая среда.
а — расширитель; *б* — нагнетатель.

для расширителя

$$l_д = i_1 - i_2 + (c^2_1 - c^2_2)/2 \pm q + \pm g(h_2 - h_1). \quad (3.3)$$

Последний член правой части уравнения играет существенную роль лишь в машинах, работающих на жидкостях (насосах и гидротурбинах); при описании процесса в газовых машинах им можно пренебречь.

Введя величины полных энтальпий (энтальпий торможения), получим соответственно:

$$l_к = i^*_2 - i^*_1 \pm q; \quad (3.4)$$

$$l_д = i^*_1 - i^*_2 \pm q, \quad (3.5)$$

где $i^* = i + c^2/2$.

В большинстве случаев процессы в машинах с достаточной степенью точности можно считать адиабатными ($q=0$), если не предусмотрена специально интенсификация теплообмена с внешней средой.

Для таких машин уравнения (3.4) и (3.5) имеют вид:

$$l_к = i^*_2 - i^*_1; \quad (3.6)$$

$$l_д = i^*_1 - i^*_2. \quad (3.7)$$

Для определения работы нагнетателя или расширителя можно воспользоваться диаграммами состояния. Следует обратить внимание на то, что изменение полной энтальпии рабочего тела как в компрессоре, так и в детандере может быть в общем случае достигнуто при подводе или отводе работы в любом виде (не только механической, но и электрической и др.).

В случае $l=0$ охлаждение газа при расширении (если не считать дроссель-эффект) невозможно, так как разность энтальпий определяется только изменением скорости и при торможении потока становится равной нулю.

При равенстве скоростей на входе в машину и выходе из нее ($c=c_2$), если газ близок к идеальному, можно пользоваться уравнениями:

$$l_к = c_p(T_2 - T_1); \quad (3.8)$$

$$l_д = c_p(T_1 - T_2). \quad (3.9)$$

Последние выражения удобны для оценки работы и КПД машин по данным испытаний. При этом следует обеспечить тщательность замера начальной и особенно конечной температур потока рабочего тела, особенно в турбодетандерах, где возможна существенная неравномерность температур по сечению трубопровода.

Применение второго закона термодинамики. В применении к рассматриваемым машинам второй закон термодинамики может быть записан в виде уравнения эксергетического баланса (1.25а).

В частном случае для компрессора уравнение принимает вид:

$$l = \Delta e + e_q + \Sigma d_i; \quad (3.10)$$

для детандера

$$\Delta e + e_q = l + \Sigma d_i, \quad (3.11)$$

где l — работа на единицу массы рабочего тела; Δe — изменение эксергии рабочего тела; e_q — эксергия отводимого или подводимого тепла; Σd_i — сумма внутренних потерь эксергии.

Уравнения (3.10) и (3.11) служат базой для определения эксергетических КПД и потерь.

Коэффициенты полезного действия нагнетательных и расширительных машин

Нагнетательные машины. Для оценки качества процесса сжатия в нагнетательных машинах используют несколько показателей.

Для машины с отводом тепла при условии $T=\text{const}$ минимальная работа сжатия определяется величиной $l_к = RT \ln(p_2/p_1)$, а КПД, называемый изотермическим, имеет вид:

$$\eta_{из} = RT \ln(p_2/p_1)/l_к. \quad (3.12)$$

Для машины без теплообмена с внешней средой работа сжатия определяется уравнением изэнтропы и равна:

$$l_к = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (3.13а)$$

а КПД, называемый изэнтропным (чаще адиабатным) или индикаторным, для машин объемного дейст-

вия составляет:

$$\eta_{о.i} = \eta_{ад} = \frac{k}{k-1} RT_1 \times \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \Big/ l_к.$$

Для условия $q=0$ р
денная к компрессору,
выражена разностью эн
ствительной в конце с
чальной $l_к = i_2 - i_1$, а ф
КПД приобретает ви
для оценок по данным
компрессора:

$$\eta_{о.i} = \eta_{ад} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{T_2/T_1 - 1}$$

Величина $\eta_{ад}$ широк
ется для оценки качест
в неохлаждаемых сту
прессоров, а также для
цесса в неохлаждаемой
целом по конечным и
параметрам *.

В многоступенчатых
емых машинах значение
том числа ступеней у
вследствие того, что пот
дущих ступеней повышан
туру на входе в послед
пени и, следовательно,
к росту работы компрес

Таким образом, комп
стоящий из некоторого ч
ней равной эффективно
иметь меньший адиаба
в целом по сравнению с
ступени, причем разница
с ростом числа ступеней
шения давлений во всем
ре.

Более строгие в ме
отношении выражения
можно получить из уравн
гетического баланса [7
случае, поскольку значен
из таблиц или диаграмм

* Разумеется, формулы (3
дают точное решение только
ного газа.

к идеальному, можно пользоваться
нниями:

T_2-T_1); (3.8)

T_1-T_2). (3.9)

следние выражения удобны для
работы и КПД машин по данным
ний. При этом следует обеспечить
ьность замера начальной и особен-
нечной температур потока рабочего
особенно в турбодетандерах, где
на существенная неравномерность
атур по сечению трубопровода.

именение второго закона термоди-
. В применении к рассматриваемым
м второй закон термодинамики мо-
ть записан в виде уравнения эксер-
кого баланса (1.25а).
частном случае для компрессора
ие принимает вид:

$e_0+\Sigma d_i$; (3.10)

андера

$l+\Sigma d_i$, (3.11)

работа на единицу массы рабоче-
Δe — изменение эксергии рабочего
— эксергия отводимого или подво-
тепла; Σd_i — сумма внутренних по-
ергии.
внения (3.10) и (3.11) служат ба-
определения эксергетических КПД
ь.

циенты полезного действия
тельных и расширительных машин

нетательные машины. Для
качества процесса сжатия в
ательных машинах использу-
колько показателей.
машины с отводом тепла
ловии $T=\text{const}$ минимальная
сжатия определяется вели-
$l_к=RT\ln(p_2/p_1)$, а КПД, на-
ый изотермическим, имеет

$\ln(p_2/p_1)/l_к$. (3.12)

машины без теплообмена
ей средой работа сжатия оп-
ется уравнением изэнтропы и

$$\frac{k}{k-1}RT_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right], \quad (3.13а)$$

, называемый изэнтропным
диабатным) или индикатор-
ля машин объемного дейст-

вия составляет:

$$\eta_{0,i}=\eta_{ад}=\frac{k}{k-1}RT_1\times$$

$$\times\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]\Big/ l_к. \quad (3.13б)$$

Для условия $q=0$ работа, подведенная к компрессору, может быть выражена разностью энтальпий действительной в конце сжатия и начальной $l_к=i_2-i_1$, а формула для КПД приобретает вид, удобный для оценок по данным испытаний компрессора:

$$\eta_{0,i}=\eta_{ад}=\frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1}{T_2/T_1-1}. \quad (3.14)$$

Величина $\eta_{ад}$ широко используется для оценки качества процесса в неохлаждаемых ступенях компрессоров, а также для оценки процесса в неохлаждаемой машине в целом по конечным и начальным параметрам *.

В многоступенчатых неохлаждаемых машинах значение $\eta_{ад}$ с ростом числа ступеней уменьшается вследствие того, что потери предыдущих ступеней повышают температуру на входе в последующие ступени и, следовательно, приводят к росту работы компрессора.

Таким образом, компрессор, состоящий из некоторого числа ступеней равной эффективности, будет иметь меньший адиабатный КПД в целом по сравнению с $\eta_{ад}$ каждой ступени, причем разница возрастает с ростом числа ступеней или отношения давлений во всем компрессоре.

Более строгие в методическом отношении выражения для КПД можно получить из уравнения эксергетического баланса [7]. В этом случае, поскольку значения берутся из таблиц или диаграмм реального газа, ограничения, относящиеся к формулам (3.12)—(3.14), снимаются.

Для охлаждаемой машины эксергетический КПД компрессора равен изотермическому:

$$\eta_e=\eta_{из}=\Delta e_{из}/l_к=(e_2-e_1)_{из}/l_к. \quad (3.15)$$

Значение $\Delta e_{из}$ определяется работой изотермического сжатия и может быть найдено из эксергетической диаграммы состояния, по формуле или специальным номограммам, построенным с учетом реальных свойств газа [7, 22].

Для неохлаждаемых машин КПД η_e также определяется приращением эксергии в изотермическом процессе $\Delta e_{из}$ при тех же давлениях к работе компрессора, выраженной реальной разностью энтальпий Δi *:

$$\eta_e=\Delta e_{из}/\Delta i=(e_2-e_1)_{из}/\Delta i. \quad (3.16)$$

Эксергетический КПД многоступенчатого компрессора с неохлаждаемыми ступенями

$$\eta_e=\Sigma\Delta e_{из}/\Delta i. \quad (3.17)$$

Вводя для каждой ступени величину

$$\lambda=\Delta i/\Sigma\Delta i_i$$

и используя значения КПД отдельных ступеней

$$\eta_{e,1}=\Delta e_{из1}/\Delta i_1;$$

$$\eta_{e,2}=\Delta e_{из2}/\Delta i_2$$

и т. д., получаем:

$$\eta_e=\eta_{e,1}\lambda_1+\eta_{e,2}\lambda_2+\ \ldots\ +\eta_{e,i}\lambda_i=$$
$$=\Sigma\eta_{e,i}\lambda_i. \quad (3.18)$$

Таким образом, общий КПД компрессора η_e выражается через КПД $\eta_{e,i}$ отдельных ступеней. В частном случае при равенстве всех КПД ступеней КПД η_e и $\eta_{e,i}$ совпадают.

---

* Разумеется, формулы (3.12) и (3.13б) дают точное решение только для идеального газа.

* Если тепло сжатия полезно используется, в числитель выражения η_e должна быть добавлена эксергия e_q соответствующего потока q тепла.

Выражение (3.18) дает возможность анализировать влияние КПД отдельных ступеней на КПД машины в целом.

Расширительные машины. Отношение работы l, полученной в расширителе, к максимально возможной работе расширения $l_{ид}$ названо внутренним относительным КПД расширителя

$$\eta_{0,i}=l/l_{ид}. \qquad (3.19)$$

В приводных и силовых машинах (тепловых двигателях) в качестве полезного эффекта рассматривается работа машины l, замеряемая различными способами (ваттметром, электрическим или механическим тормозом, вывешиванием корпуса машины). Значение $l_{ид}$ для идеального газа по аналогии с l для нагнетательных машин определяется уравнением изэнтропного расширения

$$l_{ид}=\frac{k}{k-1}RT_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \qquad (3.20)$$

В большинстве низкотемпературных расширительных машин основным эффектом следует считать охлаждение газа, и разность энтальпий с определенной погрешностью может быть приравнена l. Поэтому внутренний относительный КПД низкотемпературных расширительных машин вычисляется по энтальпиям рабочего тела, полученным посредством замера температур и давлений:

$$\eta_{0.i}=\frac{\nabla i}{l_{ид}}=\frac{i_1-i_2}{\frac{k}{k-1}RT_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \qquad (3.21а)$$

Если в диапазоне параметров расширительной машины свойства газа близки к идеальным, то этот КПД может быть представлен через отношения температур и давлений, что очень удобно для обработки опытных данных:

$$\eta_{0.i}=\frac{1-T_2/T_1}{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \qquad (3.21б)$$

где T_2 — действительная температура на выходе из расширительной машины.

Для оценки работы расширительной машины с подводом тепла следует использовать изотермический КПД по аналогии с КПД нагнетателей.

Посредством эксергетического баланса выводится отличное от энтальпийных выражение для КПД расширительной машины

$$\eta_e=l/\nabla e=\nabla i/\nabla e, \qquad (3.22)$$

где ∇i — снижение энтальпии, равное работе действительного процесса; ∇e — снижение эксергии в процессе.

3.3. КОМПРЕССОРЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

Особенности работы и классификация

По конструкции машины объемного действия делятся на поршневые, ротационные (пластинчатые и винтовые) и мембранные.

Поршневые машины наиболее распространены среди компрессоров этого типа. Основное их достоинство состоит в возможности создания бóльших, чем в турбокомпрессорах, отношений давлений в одной ступени. При близких по значению отношениях давлений для машины в целом поршневой компрессор, как правило, более технологичен в изготовлении по сравнению с турбокомпрессором. Поршневой компрессор практически не имеет ограничений по минимальной производительности, поэтому наряду с мембранным этот тип машин наиболее предпочтителен для малых установок и установок микрокриогенной техники.

Главные недостатки поршневых машин связаны со значительными инерционными усилиями в привод-

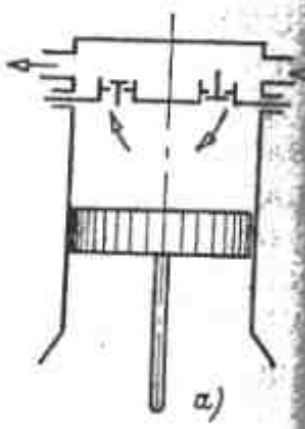


Рис. 3.3. Схемы поршневы
а — непрямоточный простого, простого действия.

ном механизме при бол
стях и с загрязнением
другой смазкой цилинд
мого рабочего тела.

Объемная произво
поршневых компрессоро
на размерами цилиндро
вращения вала.

Мембранные компрес
быть выполнены с полно
тичным рабочим простра
деленным как от приво
низма и смазки, так и о
щей среды. Их примене
образно при малых рас
чего тела.

Ротационные компр
сравнению с поршнев
меньшую относительную
единицу производитель
как окружные скорости
в 10—20 раз превыша
скорости поршня компр
многих случаях в ротаци
прессоре удается осуще
цесс сжатия без смазки.

Поршневые компресс
цесс сжатия в поршневы
сорах осуществляется в
в результате возврат
тельного движения порш
нения вследствие этого
объема цилиндра.

Современные поршне
прессоры, за исключени
малых, как правило, пр
собой двух- или многоци
машины. Клапаны порш
прессоров самодействую

тных данных:

$$= \frac{1-T_2/T_1}{1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \qquad (3.21б)$$

T_2 — действительная температу-а выходе из расширительной ины.

Для оценки работы расшири-ной машины с подводом тепла ует использовать изотермиче- КПД по аналогии с КПД на-ателей.

Посредством эксергетического нса выводится отличное от эн-пийных выражение для КПД ширительной машины

$$/\nabla e = \nabla i/\nabla e, \qquad (3.22)$$

∇i — снижение энтальпии, рав-работе действительного процес-∇e — снижение эксергии в про-.

ОМПРЕССОРЫ ОБЪЕМНОГО ТВИЯ

енности работы и классификация

о конструкции машины объем-действия делятся на поршне-ротационные (пластинчатые и вые) и мембранные.

оршневые машины наиболее остранены среди компрессоров типа. Основное их достоинст-стоит в возможности создания ших, чем в турбокомпрессорах, ений давлений в одной ступе-ри близких по значению отно-их давлений для машины в це-поршневой компрессор, как ло, более технологичен в из-лении по сравнению с турбо-ессором. Поршневой компрес-рактически не имеет ограниче-о минимальной производитель-поэтому наряду с мембран-тот тип машин наиболее пред-телен для малых установок и овок микрокриогенной техники. авные недостатки поршневых я связаны со значительными ионными усилиями в привод-

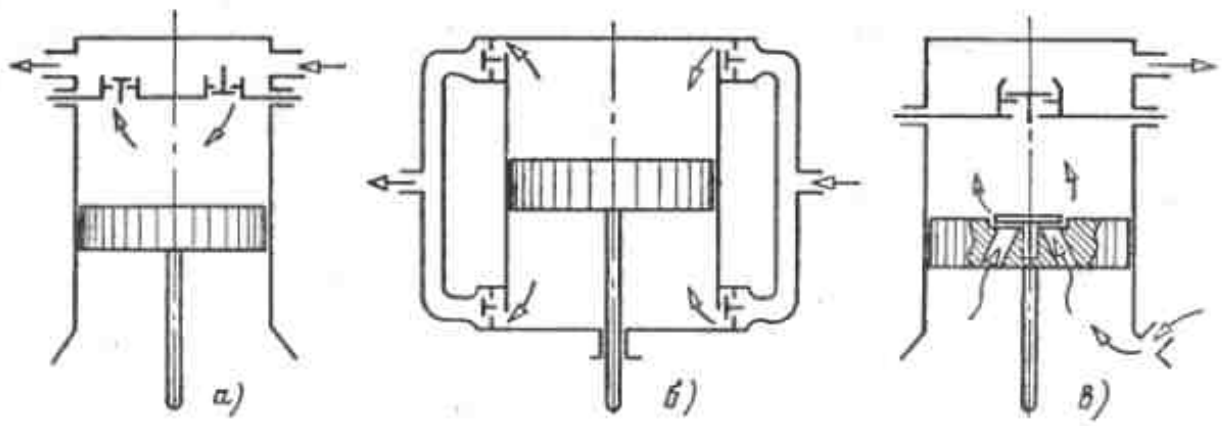


Рис. 3.3. Схемы поршневых компрессоров.
а — непрямоточный простого действия; *б* — непрямоточный двойного действия; *в* — прямоточный простого действия.

ном механизме при больших скоростях и с загрязнением маслом или другой смазкой цилиндров сжимаемого рабочего тела.

Объемная производительность поршневых компрессоров ограничена размерами цилиндров и частотой вращения вала.

Мембранные компрессоры могут быть выполнены с полностью герметичным рабочим пространством, отделенным как от приводного механизма и смазки, так и от окружающей среды. Их применение целесообразно при малых расходах рабочего тела.

Ротационные компрессоры по сравнению с поршневыми имеют меньшую относительную массу на единицу производительности, так как окружные скорости их роторов в 10—20 раз превышают средние скорости поршня компрессора. Во многих случаях в ротационном компрессоре удается осуществить процесс сжатия без смазки.

Поршневые компрессоры. Процесс сжатия в поршневых компрессорах осуществляется в цилиндре в результате возвратно-поступательного движения поршня и изменения вследствие этого рабочего объема цилиндра.

Современные поршневые компрессоры, за исключением самых малых, как правило, представляют собой двух- или многоцилиндровые машины. Клапаны поршневых компрессоров самодействующие; они открываются и закрываются под действием разности давлений в соответствующей полости (всасывания или нагнетания) и цилиндре компрессора.

В зависимости от организации процесса сжатия в цилиндре поршневые компрессоры подразделяются на компрессоры простого и двойного действия, а также на компрессоры прямоточные и непрямоточные (рис. 3.3).

В компрессоре простого действия (рис. 3.3,*а* и *в*) цилиндр имеет только одну полость сжатия; подпоршневое пространство обычно соединяется с картером машины и находится под давлением всасывания.

В компрессоре двойного действия (рис. 3.3,*б*) обе полости (над и под поршнем) — рабочие. При движении поршня, например, вверх в полости над поршнем происходит сжатие, а в полости под поршнем — всасывание, и наоборот. Такая конструкция позволяет более полно использовать объем цилиндра и увеличить производительность на единицу объема. Однако машина при этом усложняется, так как требуются клапаны в каждой полости, сальник для герметизации подпоршневой полости и более сложный механизм движения с крейцкопфом и штоком. Поэтому компрессоры двойного действия применяются только в машинах большой производительности, где размеры цилиндров позволяют разместить клапаны в обеих полостях, а указанные выше

недостатки не имеют решающего значения.

На рис. 3.3,*а* и *б* показаны схемы поршневых компрессоров непрямоточного типа, т. е. таких, у которых направления движения рабочего тела в цилиндре при всасывании и нагнетании противоположны. Всасывающие и нагнетательные клапаны в таких компрессорах расположены в клапанных плитах над цилиндром (рис. 3.3,*а*) или сбоку в литье (блоке) цилиндра (рис. 3.3,*б*).

В прямоточных компрессорах (рис. 3.3,*в*) всасывающий клапан расположен в поршне, а рабочее тело при всасывании и нагнетании движется в одном направлении.

Существенное преимущество непрямоточных многоцилиндровых машин состоит в возможности регулирования производительности путем принудительного открытия всасывающего клапана одного или нескольких цилиндров. Для этого применяют устройства с гидравлическим или электрическим приводом. В цилиндрах при открытых всасывающих клапанах сжатия не происходит; таким образом, они выключаются из работы, и производительность машины соответственно уменьшается. Принудительное открытие всасывающего клапана используется также для облегчения пуска машины. При расположении всасывающего клапана в поршне такой способ регулирования и облегчения пуска неприменим.

Недостаток непрямоточных машин состоит в значительном подогреве всасываемого рабочего тела вследствие теплового контакта полостей всасывания и нагнетания в крышке (или блоке) цилиндров, а также в более интенсивном тепло-

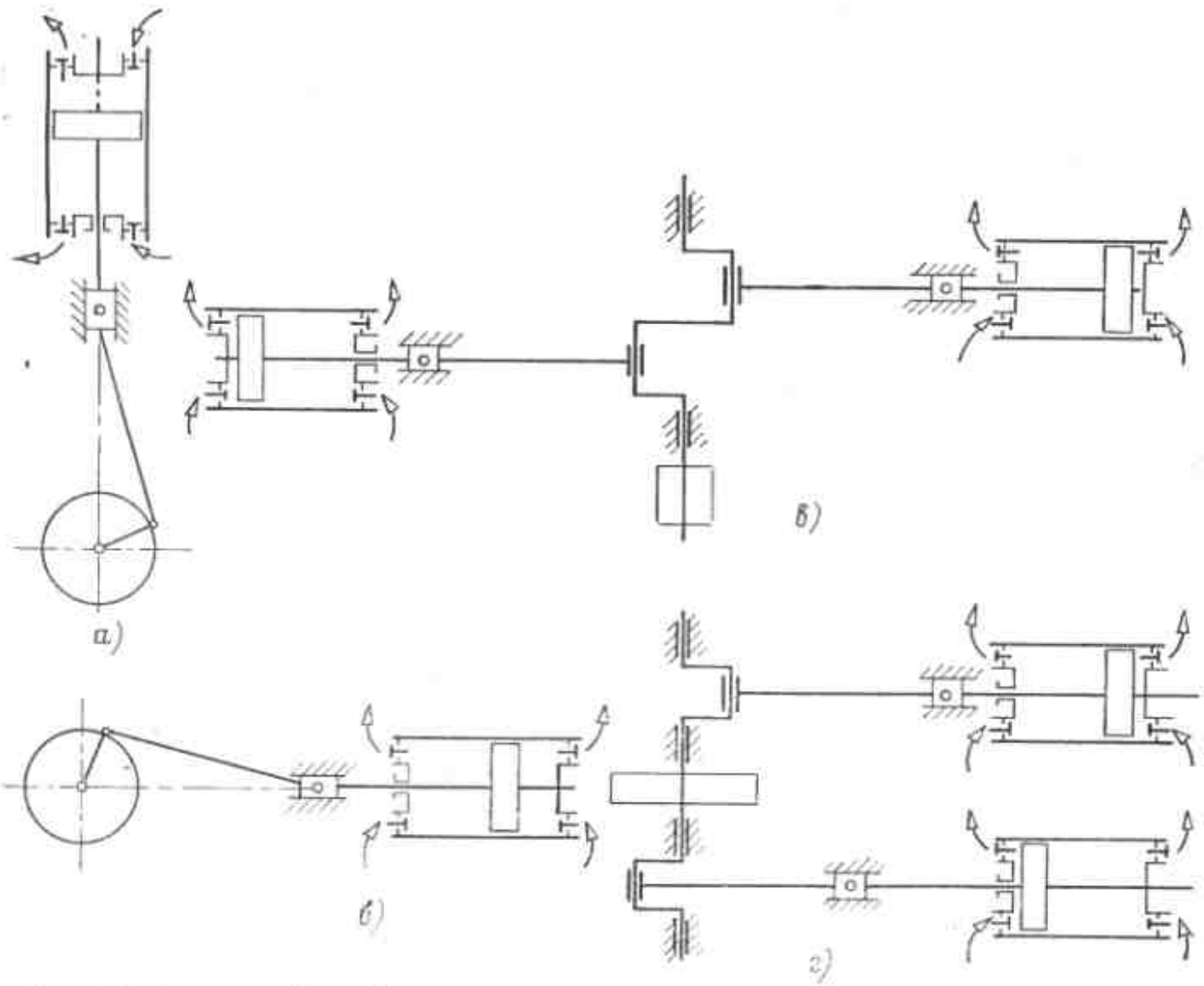


Рис. 3.4. Схемы крейцкопфных компрессоров.

а — вертикальный; *б* — горизонтальный; *в* — оппозитный; *г* — горизонтальный двухлинейный с параллельным расположением цилиндров.

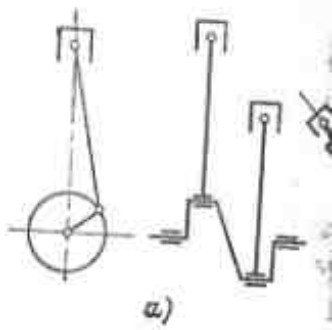


Рис. 3.5. Схемы бескрей
соров.

а — вертикальный; *б* — V-об

обмене холодного
с нагретыми стенк
при сжатии. Подогре
нии увеличивает р
в компрессоре на ед
го расхода и снижае
дительность (уменьш
ент подачи). При эт
дополнительные терм
жения в узлах машин

Применение прин
ности позволяет уме
грев на всасывании и
самым коэффициент
прессора (рабочее те
ется с менее нагреты
цилиндра).

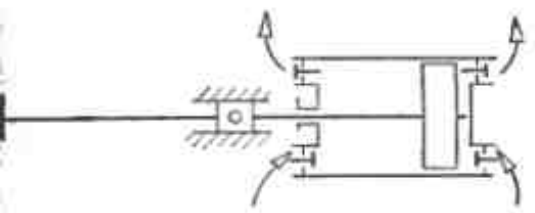
Другое преимущес
ных машин — более с
мещение клапанов, в
связи с этим увеличит
ное сечение и уменьш
ческое сопротивление.
кам прямоточных маш
сложность демонтажа
го клапана в случае е
ния.

По конструкции ме
жения поршневые комп
деляются на крейцкоп
крейцкопфные.

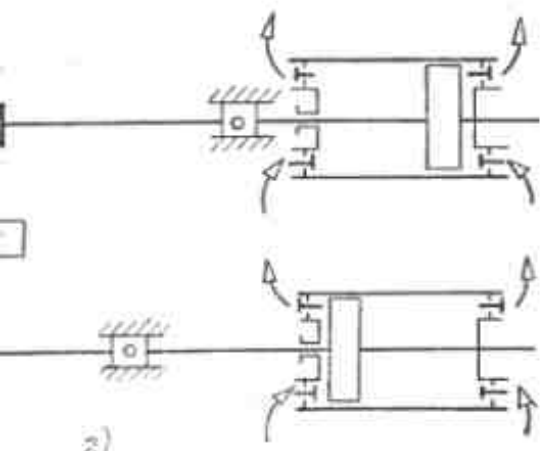
В крейцкопфных ма
3.4) поршень приводит
ние от коленчатого вал
вошипно-шатунный мех
условно называют сочет
чатого вала и шатуна)
(ползун) и шток.

В бескрейцкопфных
(рис. 3.5) последние д
отсутствуют. В этих ма

ющего клапана одного или не-
ких цилиндров. Для этого
няют устройства с гидравли-
м или электрическим приво-
В цилиндрах при открытых
вающих клапанах сжатия не
ходит; таким образом, они вы-
ются из работы, и производи-
ость машины соответственно
шается. Принудительное от-
е всасывающего клапана ис-
уется также для облегчения
машины. При расположении
вающего клапана в поршне
способ регулирования и об-
ния пуска неприменим.
достаток непрямоточных ма-
состоит в значительном подо-
всасываемого рабочего тела
ствие теплового контакта по-
й всасывания и нагнетания
шке (или блоке) цилиндров,
ке в более интенсивном тепло-

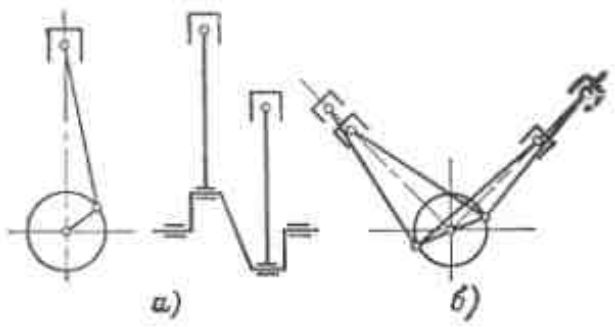


в)



г)

горизонтальный двухлинейный с парал-



а) б)

Рис. 3.5. Схемы бескрейцкопфных компрессоров.
а — вертикальный; *б* — V-образный.

обмене холодного рабочего тела с нагретыми стенками цилиндров при сжатии. Подогрев при всасывании увеличивает расход работы в компрессоре на единицу массового расхода и снижает его производительность (уменьшает коэффициент подачи). При этом возникают дополнительные термические напряжения в узлах машины.

Применение принципа прямоточности позволяет уменьшить подогрев на всасывании и увеличить тем самым коэффициент подачи компрессора (рабочее тело соприкасается с менее нагретыми стенками цилиндра).

Другое преимущество прямоточных машин — более свободное размещение клапанов, возможность в связи с этим увеличить их проходное сечение и уменьшить гидравлическое сопротивление. К недостаткам прямоточных машин относится сложность демонтажа всасывающего клапана в случае его повреждения.

По конструкции механизма движения поршневые компрессоры разделяются на крейцкопфные и бескрейцкопфные.

В крейцкопфных машинах (рис. 3.4) поршень приводится в движение от коленчатого вала через кривошипно-шатунный механизм (так условно называют сочетание коленчатого вала и шатуна), крейцкопф (ползун) и шток.

В бескрейцкопфных машинах (рис. 3.5) последние два элемента отсутствуют. В этих машинах поршень приводится в движение непосредственно через кривошипно-шатунный механизм.

Крейцкопфные машины — это, как правило, непрямоточные машины большой производительности с цилиндрами двойного действия. Они выпускаются как с вертикальным (вертикальные компрессоры, рис. 3.4,*а*), так и с горизонтальным (горизонтальные компрессоры, рис. 3.4,*б*) расположением цилиндров.

В крейцкопфных машинах нормальная составляющая от усилия шатуна воспринимается крейцкопфом, что уменьшает силу трения на боковой поверхности поршня и позволяет сократить его длину. Большая масса поступательно-движущихся частей и связанные с этим большие инерционные силы обусловливают относительно небольшую частоту вращения крейцкопфных машин — до 500 об/мин. В настоящее время эти машины вытесняются более прогрессивными с большой частотой вращения вала (500 об/мин) оппозитными компрессорами, которые тоже относятся к крейцкопфным машинам, но с оппозитным расположением цилиндров и встречным движением поршней (рис. 3.4,*в*).

Хорошая уравновешенность и низкая степень неравномерности вращения вала (вследствие оппозитного расположения цилиндров) позволяют отказаться от маховика и тяжелых фундаментов, специфичных для обычных горизонтальных машин.

Оппозитные компрессоры выполняются в виде единичного агрегата, собираемого на заводе. Ротор электродвигателя насажен непосредственно на вал компрессорной установки.

Бескрейцкопфные компрессоры, как правило, строятся как быстроходные машины (до 3000 об/мин) с вертикальным или угловым расположением цилиндров (рис. 3.5). Это легкие, компактные, хорошо уравновешенные машины. Число

цилиндров у бескрейцкопфных машин обычно не превышает 8, однако известны машины, у которых число цилиндров достигает 16.

В зависимости от числа ступеней сжатия компрессоры подразделяются на одно- и многоступенчатые. В компрессорах холодильных установок число ступеней сжатия обычно не превышает двух, у криогенных — четырех.

Для осуществления двухступенчатого сжатия широко применяются оппозитные компрессоры, у которых часть цилиндров служит первой (нижней) ступенью, а часть — второй.

Во многих современных стационарных установках двухступенчатого сжатия в качестве первой и второй ступеней используются обычные одноступенчатые бескрейцкопфные компрессоры, объемные производительности которых подбираются исходя из наиболее выгодных условий работы (лучших коэффициентов подачи, наименьшего расхода энергии). В настоящее время получили распространение аммиачные и фреоновые многоцилиндровые бескрейцкопфные двухступенчатые компрессоры. В таких машинах все цилиндры одинакового диаметра. Необходимое соотношение объемов достигается выбором соответствующего числа цилиндров для каждой ступени. Обычно соотношение числа цилиндров первой и второй ступеней составляет 2—3.

По типу привода поршневые компрессоры подразделяются на машины с внешним приводом и машины со встроенным электродвигателем.

У первого типа машин вал выведен из картера наружу через сальник. Вал компрессора соединяется с электродвигателем через клиноременную передачу либо через муфту. У машин со встроенным электродвигателем его ротор насажен непосредственно на вал компрессора, а статор запрессован в корпус (картер). Вал не выходит из картера, вследствие чего сальник в такой машине отсутствует. Электродвигатель находится в среде хладоагента, что обусловливает его интенсивное охлаждение.

В настоящее время переходят к компрессорам со встроенными электродвигателями как к более прогрессивному типу машин.

В последнее время широкое распространение находят компрессоры с несмазываемой полостью сжатия. Уплотнение таких компрессоров выполняется в виде колец из антифрикционных самосмазывающихся материалов или с щелевым уплотнением поршня (бесконтактным).

Объемная производительность идеального поршневого компрессора V_t, м³/с, составляет:

$$V_t = nV_h/60, \qquad (3.23)$$

где n — число двойных ходов компрессора в минуту; V_h — описанный объем цилиндра за один ход.

Для компрессоров простого действия

$$V_t = \pi D^2 Snz/240. \qquad (3.24)$$

Для компрессоров двойного действия

$$V_t = \pi (2D^2 - d^2) Snz/240, \qquad (3.25)$$

где D — диаметр поршня, м; d — диаметр штока, м; S — ход поршня, м; z — число цилиндров.

Мембранные компрессоры. В мембранном компрессоре [2] объем рабочего тела меняется вследствие перемещения в полости сжатия гибкой мембраны, зажатой по периметру между профилированными дисками и приводимой в движение с помощью гидропривода или непосредственно от кривошипно-шатунного механизма.

Особенности процесса сжатия в мембранном компрессоре по сравнению с поршневым определяются большей относительной поверхностью охлаждения полости сжатия. Тепло от рабочего тела отводится через мембраны, что приближает процесс сжатия к изотермическому

и позволяет увеличить
давлений в одной ступ
15. В то же время о
большое влияние мерт
ранства вследствие мал
полости сжатия привод
низким коэффициентам

В мембранном комп
лость сжатия герметичн
от внешней среды и от
позволяет применять эт
для сжатия таких газов,
род, фтор, хлор, зак
а также в случае жестки
ний по чистоте сжимаем

Вследствие ограничен
ров полости сжатия м
компрессоры имеют сра
малую производительнос
меньшее, чем поршневые,
пеней. Так, серийный в
компрессор МК-2,5/200 п
тельностью 2,5 м³/ч и д
20 МПа имеет всего две ст

Ротационные компрессо
ционными называются ком
в которых изменение объе
шается при вращении пор

По принципу действия
ны с поршневыми, но рол
в них выполняют либо не
венно вращающийся ротор
машинах), либо пластины,
женные в роторе и враш
в виде винтов (в винтовом
соре).

Ротационные компрессо
ют ряд преимуществ перед
выми:

а) сравнительно малую
(вследствие более высокой
вращения она в несколько р
ше, чем у поршневого комп
при равных производитель

б) меньшие габариты (
ницу производительности);

в) отсутствие поступа
движущихся частей, что обес
ет большую уравновешенно
тационные компрессоры не
каких-либо специальных фу
тов и могут устанавливаться
стых сварных рамах;

ие чего сальник в такой ма-
утствует. Электродвигатель
я в среде хладоагента, что
ивает его интенсивное ох-
е.
астоящее время переходят
рессорам со встроенными
вигателями как к более
ивному типу машин.
леднее время широкое рас-
ение находят компрессоры
ываемой полостью сжатия.
ние таких компрессоров вы-
я в виде колец из анти-
ных самосмазывающихся
ов или с щелевым уплот-
оршня (бесконтактным).
мная производительность
го поршневого компрессо-
/с, составляет:

60, (3.23)

число двойных ходов ком-
в минуту; V_h — описанный
линдра за один ход.
компрессоров простого дей-

nz/240. (3.24)

компрессоров двойного дей-

$^2-d^2)Snz$/240, (3.25)

диаметр поршня, м; d —
штока, м; S — ход поршня,
сло цилиндров.

ранные компрессоры.
ранном компрессоре [2]
рабочего тела меняется
е перемещения в полости
ибкой мембраны, зажатой
етру между профилирован-
ками и приводимой в дви-
омощью гидропривода или
твенно от кривошипно-ша-
еханизма.
ности процесса сжатия в
ом компрессоре по сравне-
оршневым определяются
относительной поверхно-
аждения полости сжатия.
рабочего тела отводится
мбраны, что приближает
жатия к изотермическому

и позволяет увеличить отношение давлений в одной ступени до 10—15. В то же время относительно большое влияние мертвого пространства вследствие малого объема полости сжатия приводит к более низким коэффициентам подачи.

В мембранном компрессоре полость сжатия герметично отделена от внешней среды и от смазки, что позволяет применять эти машины для сжатия таких газов, как кислород, фтор, хлор, закись азота, а также в случае жестких требований по чистоте сжимаемого газа.

Вследствие ограничений размеров полости сжатия мембранные компрессоры имеют сравнительно малую производительность, но и меньшее, чем поршневые, число ступеней. Так, серийный воздушный компрессор МК-2,5/200 производительностью 2,5 м³/ч и давлением 20 МПа имеет всего две ступени.

Ротационные компрессоры. Ротационными называются компрессоры, в которых изменение объема совершается при вращении поршня.

По принципу действия они сходны с поршневыми, но роль поршня в них выполняют либо непосредственно вращающийся ротор (в малых машинах), либо пластины, расположенные в роторе и вращающиеся в виде винтов (в винтовом компрессоре).

Ротационные компрессоры имеют ряд преимуществ перед поршневыми:

а) сравнительно малую массу (вследствие более высокой частоты вращения она в несколько раз меньше, чем у поршневого компрессора, при равных производительностях);

б) меньшие габариты (на единицу производительности);

в) отсутствие поступательно-движущихся частей, что обеспечивает большую уравновешенность; ротационные компрессоры не требуют каких-либо специальных фундаментов и могут устанавливаться на простых сварных рамах;

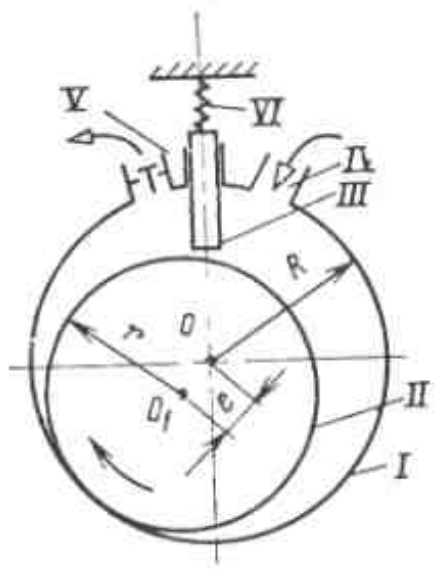


Рис. 3.6. Схема ротационного компрессора с катящимся поршнем.
I — корпус; *II* — ротор; *III* — пластина; *IV* — всасывающий патрубок; *V* — нагнетательный патрубок; *VI* — пружина.

г) отсутствие всасывающих и нагнетательных клапанов (исключение составляют малые однопластинчатые компрессоры, у которых имеется нагнетательный клапан). В средних и крупных многопластинчатых компрессорах вместо нагнетательного клапана за компрессором на линии нагнетания устанавливается обратный клапан, препятствующий перетеканию хладоагента во всасывающую линию при остановке машины.

Конструкции ротационных машин разнообразны. В Советском Союзе и за рубежом весьма распространены однопластинчатые компрессоры (именуемые в литературе компрессоры с катящимся поршнем), применяемые при малых производительностях, и многопластинчатые (они называются просто пластинчатыми), применяемые при средних и больших производительностях.

На рис. 3.6 показана схема ротационного однопластинчатого компрессора с катящимся поршнем.

Рабочая (серповидная) полость компрессора образуется стенками цилиндрического корпуса *I* и эксцентрично сидящим на валу ротором *II*. Пластина *III* разделяет рабочую полость на две части: всасывающую и нагнетательную. При вращении вала в направлении, ука-

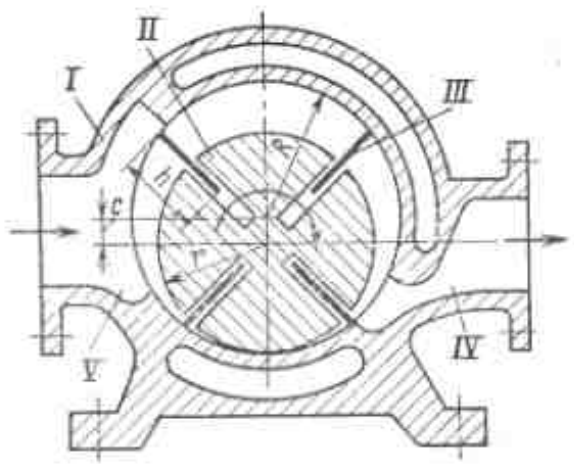


Рис. 3.7. Схема ротационного пластинчатого компрессора.

I — корпус; *II* — ротор; *III* — пластина; *IV* — нагнетательный патрубок; *V* — всасывающий патрубок.

занном стрелкой, ротор обходит рабочую полость, сжимая в ней рабочее тело и выталкивая его через нагнетательный патрубок *V*. Одновременно через всасывающий патрубок *IV* рабочее тело поступает из всасывающей линии. Постоянное прижатие лопасти к ротору обеспечивается пружиной *VI*.

Всасывающая полость компрессора имеет максимальный объем в тот момент, когда ротор (катящийся поршень) полностью перекрывает живое сечение нагнетательного патрубка компрессора. Этот объем составляет:

$$V_h = \pi/(D^2 - d^2)\,H/4, \qquad (3.26)$$

где D и d — диаметры цилиндра и ротора; H — длина ротора.

Объемная производительность идеального компрессора

$$V_t = nV_h, \qquad (3.27)$$

где n — частота вращения.

На рис. 3.7 показана схема ротационного пластинчатого компрессора.

Винтовые компрессоры — относительно новый тип машин; они применяются в холодильных и криогенных установках лишь в последнее время.

Преимущества этого типа машин: обусловленные большой частотой вращения (до 1000 об/мин) малые габариты и масса (габариты винтовых компрессоров в 2—10 раз, а масса в 10—100 раз меньше, чем у поршневых той же производительности); широкий диапазон объемных производительностей (от 25 до 30 000 м³/ч); отсутствие клапанного распределения и трения деталей в полости сжатия и как следствие высокая эксплуатационная надежность; полная уравновешенность, исключающая необходимость в тяжелых фундаментах; отсутствие зон неустойчивой работы при давлениях нагнетания, превышающих номинальные. Такие помпажные зоны характерны для компрессоров кинетического действия.

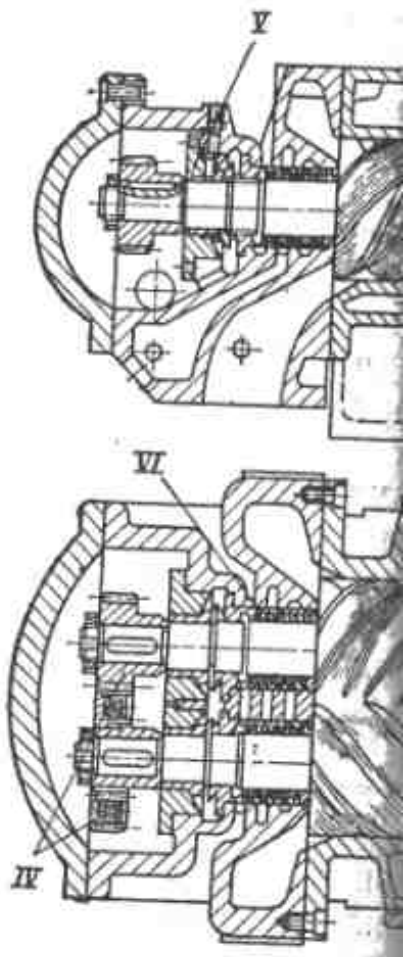
Сжатие рабочего тела (пара или газа) в винтовом компрессоре (рис. 3.8) происходит в полости, образуемой цилиндрической и торцевыми стенками корпуса и винтовыми впадинами роторов. Рабочее тело поступает в рабочую полость из камеры всасывания через окно всасывания, расположенное с торца винтов. Окно нагнетания расположено частично на торцевой стенке корпуса, а частично на его цилиндрической поверхности. Расположение окон всасывания и нагнетания диагональное.

При вращении роторов винтовые впадины соединяются с окном всасывания и заполняются рабочим телом. При дальнейшем вращении впадины отсекаются от полости всасывания, и происходит внедрение зубьев одного ротора во впадины другого, приводящее к сжатию и распространяющееся в направлении к нагнетательному окну.

Производительность винтового компрессора определяется характерными размерами роторов (рис. 3.9).

В начальном положении, соответствующем моменту начала «зацепления» вершины зуба ведущего ротора *II* с зубом ведомого ротора *III*, суммарный объем обеих впадин (начальный объем полости сжатия)

$$V_0 = (f_1 + f_2)\,l,$$



где f_1 и f_2 — площади
чений винтовых впади
ведомого роторов; l —
винтовой части роторо

Отсюда объемная
тельность идеального
компрессора

$$V_t = n(f_1 + f_2)\,lz,$$

где z — число зубьев ве
ра; n — частота вращен
ротора.

Общность принци
всех объемных маши
с единых позиций проан

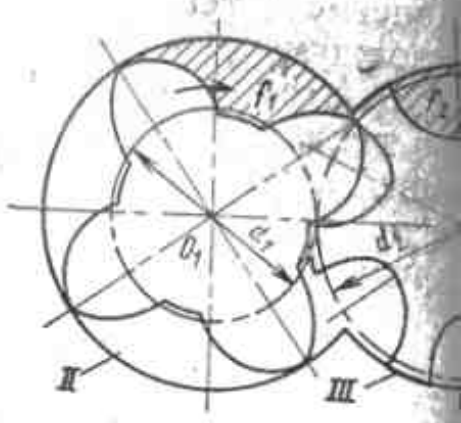


Рис. 3.9. К определению прои
ти винтового компрессора.

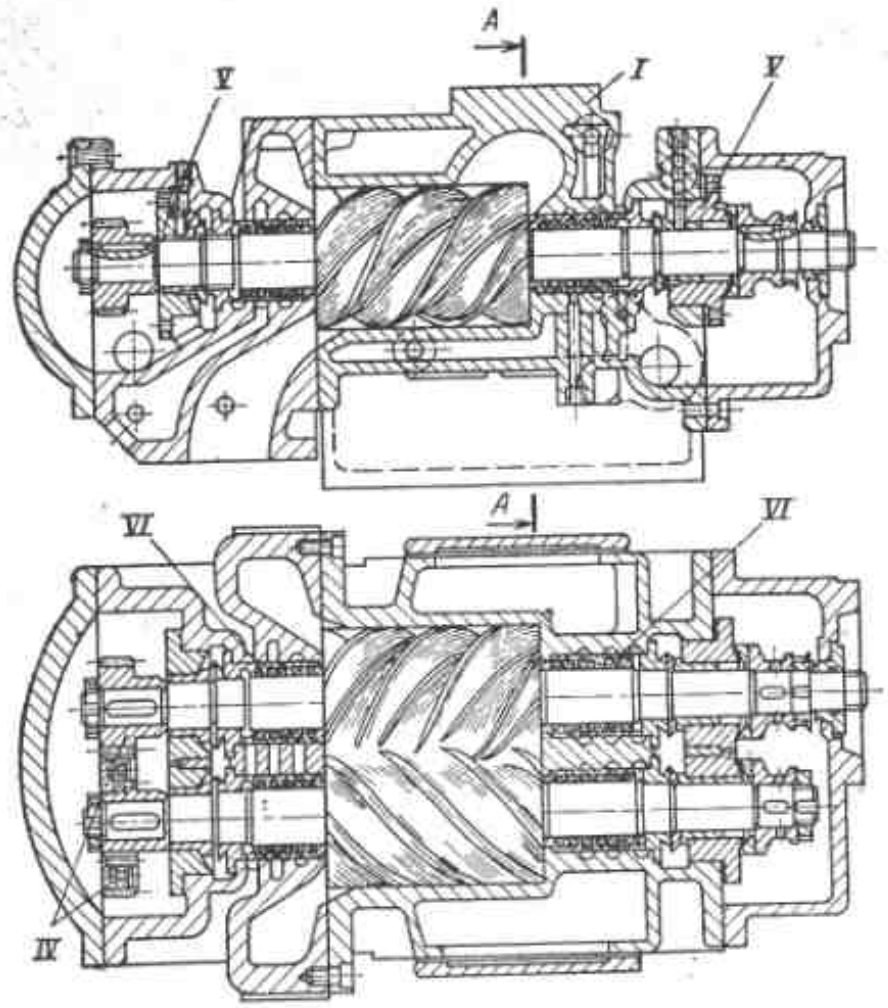
х компрессоров в 2—10 раз,
в 10—100 раз меньше, чем
евых той же производитель-
широкий диапазон объем-
изводительностей (от 25 до
³/ч); отсутствие клапанного
ления и трения деталей в
сжатия и как следствие вы-
эксплуатационная надеж-
олная уравновешенность, ис-
щая необходимость в тяже-
ндаментах; отсутствие зон
ивой работы при давлениях
ия, превышающих номи-
. Такие помпажные зоны ха-
ы для компрессоров кинети-
действия.

ие рабочего тела (пара или
винтовом компрессоре (рис.
исходит в полости, образуе-
линдрической и торцевыми
корпуса и винтовыми впа-
роторов. Рабочее тело по-
в рабочую полость из каме-
вания через окно всасыва-
оложенное с торца винтов.
гнетания расположено ча-
а торцевой стенке корпуса,
но на его цилиндрической
сти. Расположение окон
ия и нагнетания диагональ-

ращении роторов винтовые
соединяются с окном вса-
и заполняются рабочим те-
и дальнейшем вращении
отсекаются от полости вса-
и происходит внедрение
дного ротора во впадины
приводящее к сжатию и
раняющееся в направлении
тельному окну.
водительность винтового
ора определяется харак-
размерами роторов (рис.

альном положении, соот-
щем моменту начала «за-
» вершины зуба ведущего
с зубом ведомого ротора
арный объем обеих впадин
ый объем полости сжатия)

$_2)l$,



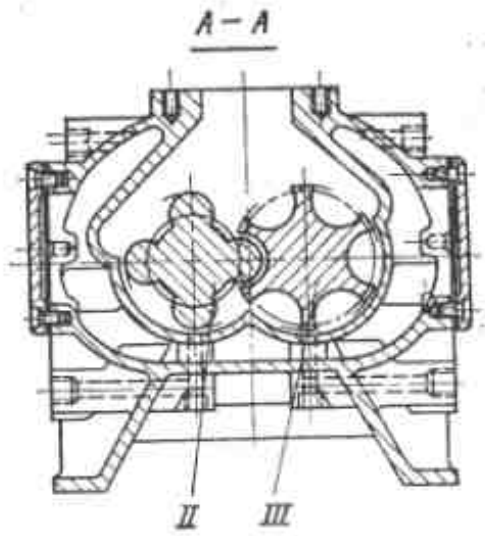


Рис. 3.8. Винтовой компрессор.
I — корпус; *II* — ведущий ротор; *III* — ведомый ротор; *IV* — синхронизирующие шестерни; *V* — подшипники; *VI* — сальники.

где f_1 и f_2 — площади торцевых сечений винтовых впадин ведущего и ведомого роторов; l — осевая длина винтовой части роторов.

Отсюда объемная производительность идеального винтового компрессора

$$V_t = n(f_1 + f_2)lz, \qquad (3.28)$$

где z — число зубьев ведущего ротора; n — частота вращения ведущего ротора.

Общность принципа действия всех объемных машин позволяет с единых позиций проанализировать их основные показатели. Ниже это проиллюстрировано в основном на примере поршневого компрессора.

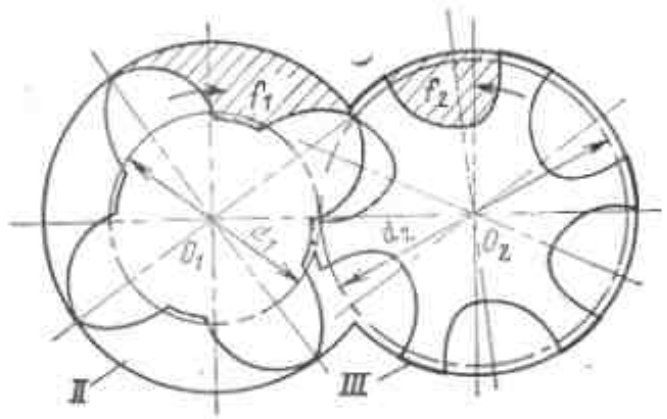


Рис. 3.9. К определению производительности винтового компрессора.

Объемные и энергетические коэффициенты

На рис. 3.10 показаны две индикаторные диаграммы поршневого компрессора: идеального (*а*) и действительного (*б*).

Процесс всасывания *4-1* в идеальном компрессоре происходит при постоянном давлении p_1=const; процесс сжатия—изэнтропно по обратимой адиабате *1-2* (pv^k)=const, где k — показатель адиабаты); процесс выталкивания *2-3* происходит при постоянном давлении p_2.

Работа идеального компрессора за один машинный цикл, равная в масштабе площади *12341*, определяется из уравнения изэнтропы (3.13а).

Имеются три основных различия индикаторных диаграмм действительного (рис. 3.10,*б*) и идеального (рис. 3.10,*а*) компрессоров.

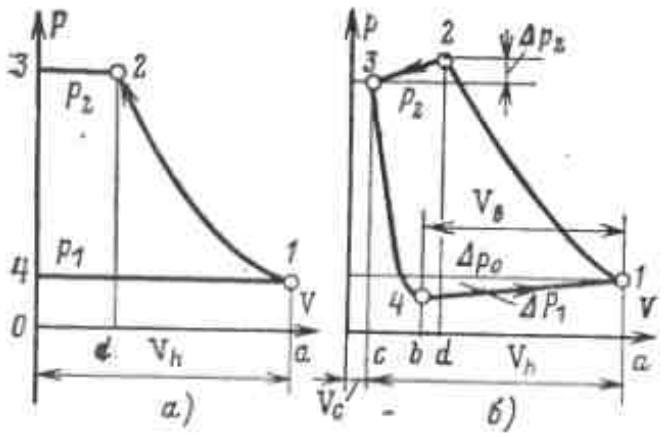


Рис. 3.10. Индикаторные диаграммы поршневого компрессора.

1. В действительном компрессоре между торцевой площадью поршня и крышкой цилиндра имеется вредное пространство, в котором после окончания процесса выталкивания и закрытия нагнетательного клапана остается часть сжатого рабочего тела объемом V_c под давлением p_2.

При обратном ходе поршня рабочее тело, находящееся во вредном пространстве, расширяется и давление в цилиндре компрессора падает. Для того чтобы начался процесс всасывания, давление в цилиндре должно снизиться ниже уровня p_1 во всасывающей линии. На расширение рабочего тела, заключенного во вредном пространстве, затрачивается часть рабочего хода поршня компрессора. Поэтому объем $V_в$, засасываемый компрессором, видимый на p, V-диаграмме, меньше объема V_h, описываемого поршнем.

2. В действительном компрессоре возникают потери давления Δp_1 и Δp_2 при прохождении рабочего тела через всасывающий и нагнетательный клапаны. Вследствие этого процесс всасывания может начаться только при давлении в цилиндре компрессора, равном $p_1 - \Delta p_1$, т. е. более низком, чем во всасывающей линии. Аналогично процесс выталкивания может начаться при давлении в цилиндре компрессора, равном $p_2 + \Delta p_2$, т. е. более высоком, чем давление в нагнетательной линии. Поэтому объем рабочего тела, засасываемого компрессором, дополнительно снижается, так как всасывание начинается не в точке пересечения индикаторной диаграммы с изобарой p_1, а при минимальном давлении в компрессоре ($p_1 - \Delta p_1$).

В начале процесса всасывания в момент открытия всасывающего клапана давление в цилиндре компрессора равно $p_1 - \Delta p_1$. По мере перемещения поршня оно несколько повышается и в конце хода поршня достигает p_1. Аналогичное явление происходит и в процессе нагнетания. В конце процесса сжатия к моменту открытия нагнетательного клапана давление в цилиндре компрессора достигает $p_2 + \Delta p_2$. По мере перемещения поршня при выталкивании оно несколько снижается и в конце хода поршня равно p_2.

3. Из-за трения уплотнений поршня о стенки цилиндра, а также из-за необратимого теплообмена между рабочим телом, поршнем и стенками цилиндра сжатие происходит не по адиабате, а по необратимому процессу с переменным значением показателя m для разных участков процесса сжатия *.

В прямоточных компрессорах прямого действия без охлаждения цилиндра в начале процесса сжатия показатель $m > k$, так как температура поршня и цилиндра компрессора выше температуры сжимаемого газа; поэтому тепло передается от корпуса к газу. В конце процесса сжатия $m < k$, так как температура сжатого газа становится выше температуры корпуса, и поэтому меняется направление теплообмена. Обычно эту сложную кривую условно заменяют политропой с некоторым средним показателем. Работа действительного компрессора в p, V-диаграмме за один полный ход поршня определяется площадью *12341*.

---

* Такой процесс иногда неточно называют политропой (у политропы процесс протекает при постоянном показателе).

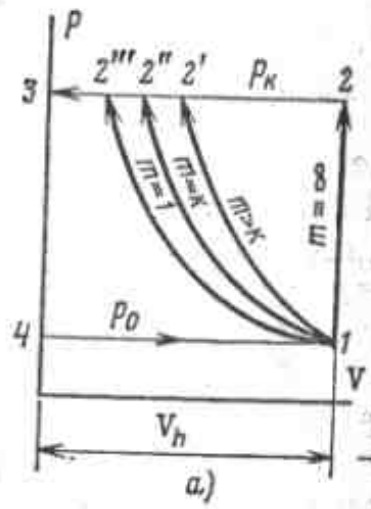


Рис. 3.11. Процесс изме
рабочего тела на p, V-
а — сжатие; *б* — расширен
вредного пространства.

Затрата работы
ном компрессоре за
тера протекания отд
сов.

На рис. 3.11 пр
мость работы компр
зателей условных
процессов — сжатия
из вредного простра
ход этих процессов
чениях показателей
рис. 3.11,*а* дан проц
бочего тела в порш
соре без вредного
с идеальными всасыв
гнетательным клапан

Работа компресс
полный ход поршня
площадью *12341* (см
Эта работа, как видн
имеет максимальное
показателе политро
сжатия $m = \infty$ (площа
минимальное — при и
сжатии (площадь *12*

При показателе по
$= \infty$ происходит изохо
ние давления. Хотя п
та, затрачиваемая не
на повышение давлен
лю, работа выталкива
агента из цилиндра
составляет:

$$l = V_1(p_2 - p_1).$$

При показателе пол
(изотермическое сжа

ельно снижается, так как
ние начинается не в точке
ения индикаторной диаграм-
обарой p_1, а при минималь-
влении в компрессоре (p_1—

ачале процесса всасывания
нт открытия всасывающего
давление в цилиндре ком-
а равно $p_1-\Delta p_1$. По мере
дения поршня оно несколько
ется и в конце хода поршня
ет p_1. Аналогичное явление
дит и в процессе нагнетания.
процесса сжатия к моменту
я нагнетательного клапана
е в цилиндре компрессора
т $p_2+\Delta p_2$. По мере переме-
поршня при выталкивании
колько снижается и в конце
шня равно p_2.
-за трения уплотнений пор-
енки цилиндра, а также из-
атимого теплообмена меж-
им телом, поршнем и стен-
линдра сжатие происходит
иабате, а по необратимому
с переменным значением
ля m для разных участков
сжатия *.
рямоточных компрессорах
действия без охлаждения
в начале процесса сжатия
ль $m>k$, так как темпера-
шня и цилиндра компрессо-
температуры сжимаемого
этому тепло передается от
к газу. В конце процесса
$n<k$, так как температура
газа становится выше тем-
корпуса, и поэтому меня-
правление теплообмена.
ту сложную кривую услов-
яют политропой с некото-
дним показателем. Работа
льного компрессора в p,
имме за один полный ход
определяется площадью

процесс иногда неточно назы-
ропой (у политропы процесс
ри постоянном показателе).

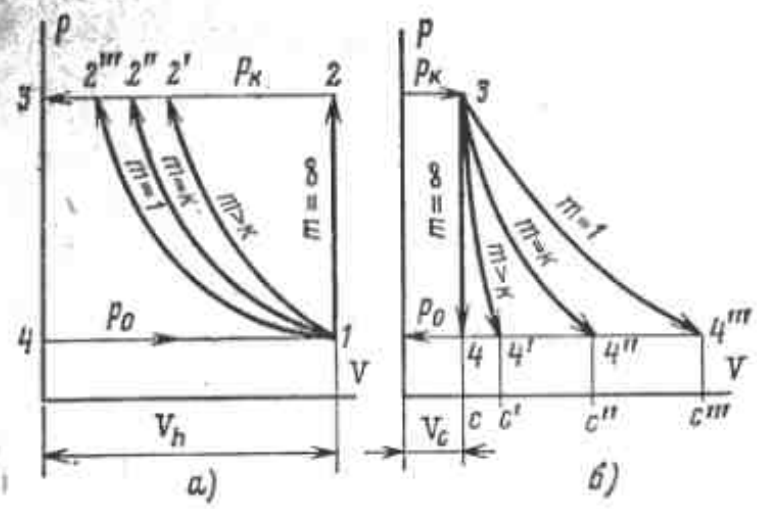


Рис. 3.11. Процесс изменения состояния рабочего тела на p, V-диаграмме.
а — сжатие; *б* — расширение рабочего тела из вредного пространства.

Затрата работы в действительном компрессоре зависит от характера протекания отдельных процессов.

На рис. 3.11 приведена зависимость работы компрессора от показателей условных политроп двух процессов — сжатия и расширения из вредного пространства. Показан ход этих процессов при разных значениях показателей политропы. На рис. 3.11,*а* дан процесс сжатия рабочего тела в поршневом компрессоре без вредного пространства и с идеальными всасывающими и нагнетательным клапанами.

Работа компрессора за один полный ход поршня определяется площадью *12341* (см. рис. 3.10,*б*). Эта работа, как видно из рис. 3.11, имеет максимальное значение при показателе политропы процесса сжатия $m=\infty$ (площадью *12341*) и минимальное — при изотермическом сжатии (площадь *12'''341*).

При показателе политропы $m=\infty$ происходит изохорное повышение давления. Хотя при этом работа, затрачиваемая непосредственно на повышение давления, равна нулю, работа выталкивания рабочего агента из цилиндра компрессора составляет:

$$l=V_1(p_2-p_1). \qquad (3.29)$$

При показателе политропы $m=1$ (изотермическое сжатие) работа компрессора при сжатии идеального газа за один ход поршня

$$l=p_1V_1\ln(p_2/p_1). \qquad (3.30)$$

Значение показателя политропы $m=k$ соответствует условию изэнтропного сжатия, т. е. без теплообмена между сжимаемым агентом и внешней средой. Для этого случая затрата работы за один ход поршня определяется по формуле изэнтропного сжатия (3.11а).

Обратное влияние оказывает показатель политропы на процесс расширения рабочего тела из вредного пространства с объемом V_c (рис. 3.11,*б*).

Работа, получаемая в результате расширения рабочего тела из вредного пространства, определяется площадью *3cc'4'3*. Эта работа имеет максимальное значение при показателе политропы процесса расширения $m=1$ (площадь *3cc'''4'''3*) и минимальное значение, равное нулю, при изохорном изменении давления ($m=\infty$).

Значение показателя политропы $m=k$ может быть только при обратимом изэнтропном расширении (т. е. без теплообмена между расширяющимся рабочим телом и материалом цилиндра компрессора).

При подводе тепла к расширяющемуся газу $m<k$, при отводе тепла от газа $m>k$.

При уменьшении показателя политропы m увеличивается объем V_4 газа, расширившегося из вредного пространства, и, следовательно, уменьшается полезная объемная подача компрессора.

В процессе снижения давления с p_2 до p_1 при $m=\infty$ объем рабочего тела, оставшегося во вредном пространстве, остается неизменным (изохорный процесс). В этом случае наличие вредного пространства не сказывается на работе компрессора. Таким образом, наивыгоднейшим условиям работы поршневых компрессоров соответствует такой характер протекания отдельных процессов, при котором:

а) сжатие протекает изотермически ($m=1$), в этом случае затрата работы на единицу расхода сжимаемого рабочего тела минимальна;

б) снижение давления во вредном пространстве при обратном ходе поршня протекает изохорно ($m=\infty$), в этом случае наличие вредного пространства не отражается на работе компрессора.

Действительный объем рабочего тела, засасываемого компрессором за один ход поршня, определяется по формуле

$$V=\lambda V_h, \qquad (3.31)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора.

Действительная объемная подача компрессора, т. е. объемный расход рабочего тела за единицу времени,

$$V=\lambda V_t. \qquad (3.32)$$

Коэффициент подачи компрессора λ зависит от его типа, габаритов, качества изготовления, режима работы. Точное значение коэффициента λ определяется на основе данных испытаний при различных режимах.

Предварительная оценка значения коэффициента λ может быть произведена по формуле

$$\lambda=\lambda_c\lambda_w\lambda_{пл}, \qquad (3.33)$$

где λ_c — объемный коэффициент, учитывающий влияние вредного пространства; λ_w — коэффициент подогрева, учитывающий снижение объемной производительности компрессора из-за теплообмена между рабочим телом и стенками цилиндра, а также из-за сопротивления всасывающего клапана компрессора; $\lambda_{пл}$ — коэффициент плотности, учитывающий снижение производительности компрессора из-за перетекания рабочего тела из пространства с более высоким давлением в пространство с меньшим давлением.

Объемный коэффициент компрессора может быть определен по формуле

$$\lambda_c=1-a[(p_2/p_1)^{1/m}-1], \qquad (3.34)$$

где a — коэффициент вредного пространства, $a=V_c/V_h$.

Коэффициент вредного пространства a зависит от типа компрессора, его габаритов и класса изготовления.

Для приближенных расчетов можно принимать: для малых горизонтальных компрессоров $a=0{,}05\div0{,}08$; для крупных $a=0{,}015\div0{,}025$; для малых вертикальных компрессоров $a=0{,}03\div0{,}05$; для крупных $a=0{,}01\div0{,}02$.

В зависимости от вида рабочего тела, типа компрессора и условий работы показатель политропы расширения обычно составляет $m=0{,}9\div1{,}1$; в среднем $m=1$.

Следует иметь в виду, что с уменьшением показателя политропы расширения m несколько снижается затрата внешней работы в компрессоре благодаря увеличению работы, получаемой за счет расширения рабочего тела, заключенного во вредном пространстве. Однако при этом одновременно падает объемная производительность компрессора из-за снижения объемного коэффициента. Анализ формулы (3.34) показывает, что при определенном размере вредного пространства отношение давлений в одной ступени ограничено условием обеспечения объемного коэффициента $\lambda_c>0$ или, что то же самое, $(1+1/a)^m>p_2/p_1$.

Практически отношение давлений в одной ступени обычно не превышает $p_2/p_1<8\div10$; оно тем меньше, чем больше a.

Коэффициент подогрева для компрессоров парокомпрессионных трансформаторов тепла может быть ориентировочно определен по эмпирической формуле И. И. Левина [37]

$$\lambda_w=T_1/(T_{о.с}+X), \qquad (3.35)$$

где значение X зависит от вида рабочего тела и типа компрессора;

в первом приближен

Коэффициент пло
от конструкции ко
эксплуатационного
условий работы и мо
нят для смазываемых
$=0{,}95\div0{,}98$.

Площадь индикато
мы, равновеликая вну
те компрессора за оди
поршня, как правило,
идеального компресс
действительного: в де
компрессоре существуе
боты при расширении
вредном пространстве
ла с давления p_2 до
Отношение площадей
диаграмм идеального и
ного компрессоров ν на
эффициентом полноты
ной диаграммы. Как
$=l_и/l_д>1$. Объемная
порциональная массово
рабочего тела, для идеа
прессора также больш
действительного. Поэто
ние расходов рабочего
ствительном и идеально
сорах равно коэффицие
$\lambda<1$.

Отношение внутрен
идеального и действите
прессоров на единицу
бочего тела называется
ным (внутренним отно
КПД компрессора.

Очевидно, что

$$\eta_i=\nu\lambda=\nu\lambda_c\lambda_w\lambda_{пл}.$$

В первом приближе
принимать $\nu\lambda_c=1$. В э
$\eta_i=\lambda_w\lambda_{пл}$. При $\lambda_{пл}\to1$

Значение индикатор
компрессоров определяет
ве данных испытаний [45

Значение η_i относ
компрессоров обычно
0,8—0,95. У многоступен
прессоров вследствие пот
ступенями значения η_i н
0,83.

Мощность, потребля
прессором, определяется

$[(p_2/p_1)^{1/m}-1]$, (3.34)

коэффициент вредного про-
ва, $a=V_c/V_h$.
ффициент вредного простран-
ависит от типа компрессора,
баритов и класса изготов-

приближенных расчетов
принимать: для малых гори-
ных компрессоров $a=0{,}05\div$
я крупных $a=0{,}015\div0{,}025$;
ных вертикальных компрес-
$=0{,}03\div0{,}05$; для крупных
$\div0{,}02$.
зависимости от вида рабочего
па компрессора и условий
показатель политропы рас-
обычно составляет $m=$
,1; в среднем $m=1$.
ует иметь в виду, что
шением показателя политро-
жирения m несколько сни-
затрата внешней работы
ессоре благодаря увеличе-
боты, получаемой за счет
ния рабочего тела, заклю-
во вредном пространстве.
при этом одновременно па-
ъемная производительность
сора из-за снижения объем-
ффициента. Анализ форму-
) показывает, что при опре-
м размере вредного про-
а отношение давлений
ступени ограничено усло-
еспечения объемного коэф-
а $\lambda_c>0$ или, что то же са-
$-1/a)^m>p_2/p_1$.
тически отношение давле-
ной ступени обычно не пре-
$p_2/p_1<8\div10$; оно тем мень-
больше a.
фициент подогрева для
оров парокомпрессионных
маторов тепла может быть
овочно определен по эмпи-
формуле И. И. Левина

$T_{0.c}+X)$, (3.35)

ение X зависит от вида ра-
ела и типа компрессора;

в первом приближении $\lambda_w=T_1/T_{0.c}$.

Коэффициент плотности зависит от конструкции компрессора, его эксплуатационного состояния и условий работы и может быть принят для смазываемых машин $\lambda_{пл}=$ $=0{,}95\div0{,}98$.

Площадь индикаторной диаграммы, равновеликая внутренней работе компрессора за один полный ход поршня, как правило, больше для идеального компрессора, чем для действительного: в действительном компрессоре существует возврат работы при расширении сжатого во вредном пространстве рабочего тела с давления p_2 до давления p_1. Отношение площадей индикаторных диаграмм идеального и действительного компрессоров ν называется коэффициентом полноты индикаторной диаграммы. Как правило, $\nu=$ $=l_и/l_д>1$. Объемная подача, пропорциональная массовому расходу рабочего тела, для идеального компрессора также больше, чем для действительного. Поэтому отношение расходов рабочего тела в действительном и идеальном компрессорах равно коэффициенту подачи $\lambda<1$.

Отношение внутренних работ идеального и действительного компрессоров на единицу расхода рабочего тела называется индикаторным (внутренним относительным) КПД компрессора.

Очевидно, что

$$\eta_i=\nu\lambda=\nu\lambda_c\lambda_w\lambda_{пл}. \quad (3.36)$$

В первом приближении можно принимать $\nu\lambda_c=1$. В этом случае $\eta_i=\lambda_w\lambda_{пл}$. При $\lambda_{пл}\to1$ $\eta_i=\lambda_w$.

Значение индикаторного КПД компрессоров определяется на основе данных испытаний [45].

Значение η_i одноступенчатых компрессоров обычно составляет 0,8—0,95. У многоступенчатых компрессоров вследствие потерь между ступенями значения η_i ниже 0,75—0,83.

Мощность, потребляемая компрессором, определяется с учетом электромеханического КПД $\eta_{эм}$, который для современных компрессоров объемного действия составляет 0,83—0,86.

При использовании индикаторной диаграммы мощность, потребляемая компрессором,

$$N_{э.к}=\Delta p_{ср.i}Gv_1/\eta_{эм}, \quad (3.37)$$

где $\Delta p_{ср.i}$ — действительное среднее индикаторное давление, определяемое из индикаторной диаграммы как высота прямоугольника, равновеликого индикаторной диаграмме, с основанием, равным объемной производительности компрессора; G — массовый расход рабочего тела; v_1 — удельный объем на всасывании.

По замеренным давлениям и температурам мощность компрессора равна:

охлаждаемого

$$N_{э.к}=\frac{p_1v_1G\ln(p_2/p_1)}{\eta_{из}\eta_{эм}}; \quad (3.38)$$

неохлаждаемого

$$N_{э.к}=\frac{\frac{k}{k-1}RT_1\left[(p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]G}{\eta_{ад}\eta_{эм}}. \quad (3.39)$$

Для современных поршневых компрессоров $\eta_{из}=0{,}55\div0{,}8$, а $\eta_{ад}=$ $=0{,}75\div0{,}9$.

Значения коэффициентов подачи λ, производительности и затрат мощности для других видов объемных компрессоров подсчитываются по аналогичным формулам [1, 38, 39].

3.4. КОМПРЕССОРЫ КИНЕТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ (ТУРБОКОМПРЕССОРЫ)

Турбокомпрессоры относятся к машинам кинетического действия. Вследствие того, что преобразование энергии в них происходит в потоке рабочего тела, их называют иногда поточными машинами.

Объемная производительность большинства используемых турбо-

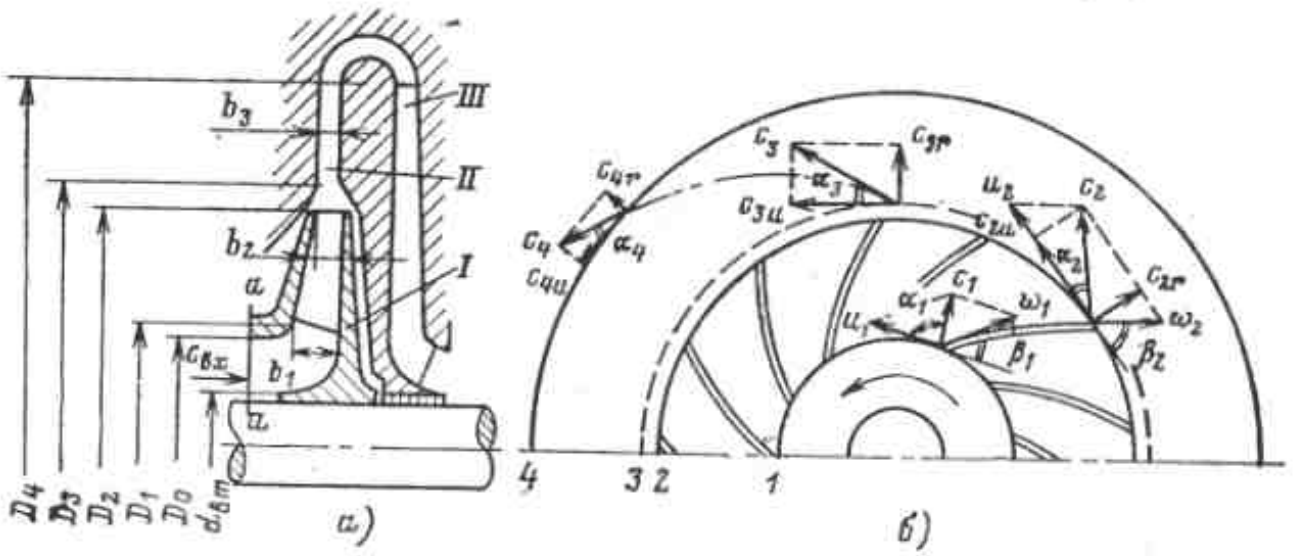


Рис. 3.12. Принципиальная схема ступени турбокомпрессора (*а*) и треугольники скоростей (*б*).

компрессоров значительно больше производительности машин объемного действия и достигает 0,5×$\times 10^6$ м³/ч. Напротив, при очень малых значениях производительностей применение турбокомпрессоров становится проблематичным из-за необходимости увеличивать частоту вращения ротора и неизбежного падения КПД машины, связанного с уменьшением размеров проточной части.

Отношение давлений в одной ступени турбокомпрессора ограничено максимально допустимыми значениями окружных скоростей; поэтому машины на большие отношения давлений выполняют многоступенчатыми. Для большинства применяемых турбокомпрессоров отношение давлений составляет 10—20.

По сравнению с машинами объемного действия турбокомпрессоры имеют ряд преимуществ: отсутствие загрязнения рабочего тела маслом; уравновешенность инерционных усилий, равномерная и непрерывная подача газа, возможность непосредственного соединения с быстроходным приводным двигателем, меньшие масса и габариты на единицу производительности, больший ресурс, возможность экономичного регулирования в широком диапазоне параметров изменением частоты вращения.

К недостаткам турбокомпрессоров, кроме отмеченного выше ограничения по отношению давлений, следует отнести также свойственное этим машинам явление неустойчивой работы в зоне повышенных давлений и малых производительностей, называемое помпажем. Кроме того, турбокомпрессоры плохо работают на легких и маловязких газах, таких как гелий и водород.

Принцип работы турбокомпрессора состоит в последовательном прохождении рабочего тела по межлопаточным каналам вращающегося рабочего колеса и неподвижного диффузора. В каналах колеса возрастает кинетическая энергия вследствие подвода работы извне (при этом может возрастать и давление рабочего тела). В неподвижных каналах скорость падает, а давление повышается.

По направлению движения рабочего тела турбокомпрессоры разделяются на радиальные (центробежные) и осевые.

На рис. 3.12 показаны принципиальная схема ступени радиального центробежного компрессора (*а*) и треугольники скоростей в ступени (*б*).

При вращении колеса *I* рабочее тело перемещается от центра к периферии по межлопаточным каналам. Это движение сопровождается увеличением окружной скорости u,

абсолютной скорости
нием давления рабоче
ствие уменьшения
скорости w.

Абсолютные скор
тела на входе и выход
колеса c_1 и c_2 определ
рической суммой скор
ного (скорость u) и о
(w) (вдоль неподвиж
движений.

В диффузоре *II* с
чего тела падает вслед
чения площади прохо
ская энергия потока
при этом давление у
Обратный направляю
служит для подвода
дующей ступени; пр
энергии в нем практич
исходит.

Работа, подведенна
сору с помощью описа
механизма, передается
лу, параметры которог
температура) изменяют
ствии с уравнениям
(3.13а).

Работа, переданная
лу лопатками компрес
вается основным уравне
машин, или уравнением

$$l=(c^2_2-c^2_1)/2+(u^2_2-u^2$$
$$+(w^2_1-w^2_2)/2.$$

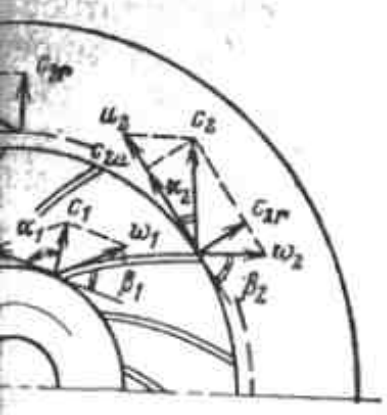
Уравнение получено
те использования одно
ных законов механики,
вого независимо от хар
цесса сжатия и свойс
тела.

Значение работы l р
сти энтальпий $\Delta i_к$ межд
и входным сечениями к

Если обозначить чер
менение энтальпий ра
в колесе, то в соответст
нением (3.2) подведенна
работа равна:

$$l=\Delta i_{кол}+(c^2_2-c^2_1)/2.$$

В диффузор компресс
не подводится, и кинетич



б)

а (*а*) и треугольники скоро-

таткам турбокомпрессо-
отмеченного выше огра-
отношению давлений,
ести также свойственное
ам явление неустойчи-
в зоне повышенных дав-
алых производительно-
аемое помпажем. Кро-
рбокомпрессоры плохо
легких и маловязких
как гелий и водород.
работы турбокомпрес-
т в последовательном
рабочего тела по
ым каналам вращаю-
его колеса и неподвиж-
ора. В каналах колеса
кинетическая энергия
одвода работы извне
жет возрастать и дав-
го тела). В неподвиж-
скорость падает, а дав-
ется.
лению движения рабо-
бокомпрессоры разде-
диальные (центробеж-

12 показаны принци-
а ступени радиально-
ного компрессора. (*а*)
и скоростей в ступе-

нии колеса *I* рабочее
ется от центра к пе-
ежлопаточным кана-
ение сопровождается
кружной скорости u,

абсолютной скорости c и повышением давления рабочего тела вследствие уменьшения относительной скорости w.

Абсолютные скорости рабочего тела на входе и выходе из рабочего колеса c_1 и c_2 определяются геометрической суммой скоростей переносного (скорость u) и относительного (w) (вдоль неподвижного канала) движений.

В диффузоре *II* скорость рабочего тела падает вследствие увеличения площади прохода, кинетическая энергия потока уменьшается, при этом давление увеличивается. Обратный направляющий канал *III* служит для подвода потока к следующей ступени; преобразования энергии в нем практически не происходит.

Работа, подведенная к компрессору с помощью описанного выше механизма, передается рабочему телу, параметры которого (давление, температура) изменяются в соответствии с уравнениями (3.12) и (3.13а).

Работа, переданная рабочему телу лопатками компрессора, оценивается основным уравнением турбомашин, или уравнением Эйлера,

$$l=(c^2_2-c^2_1)/2+(u^2_2-u^2_1)/2+\\+(w^2_1-w^2_2)/2. \qquad (3.40а)$$

Уравнение получено в результате использования одного из основных законов механики, справедливого независимо от характера процесса сжатия и свойств рабочего тела.

Значение работы l равно разности энтальпий $\Delta i_к$ между выходным и входным сечениями компрессора.

Если обозначить через $\Delta i_{кол}$ изменение энтальпий рабочего тела в колесе, то в соответствии с уравнением (3.2) подведенная к колесу работа равна:

$$l=\Delta i_{кол}+(c^2_2-c^2_1)/2.$$

В диффузор компрессора работа не подводится, и кинетическая энергия $c^2_2/2$ преобразуется в разность энтальпий $\Delta i_{диф}$.

Таким образом,

$$l=\Delta i_{кол}+\Delta i_{диф}=\Delta i_к.$$

В общем случае (радиальная машина) работа определяется всеми тремя составляющими уравнения (3.40).

В случае осевой машины ($u_1=u_2$) отсутствует второй член, в случае активной машины — третий член, так как изменения давления в рабочем колесе не происходит ($w_1=w_2$).

При сопоставимых условиях (размеры машины, идентичность рабочего тела, равенство частот вращения) в ступени центробежной машины рабочему телу передается бóльшая работа l, чем в осевой, и отношения давлений также больше. Как следствие этого при одинаковом заданном отношении давлений осевой компрессор имеет большее число ступеней, чем центробежный.

Вследствие отсутствия поворотов потока как в ступенях, так и между ступенями КПД осевого компрессора на расчетном режиме больше, чем центробежного.

Уравнение (3.40а) может быть записано как для идеальной ступени компрессора, так и для ступени, в которой течение сопровождается потерями кинетической энергии на трение и вихреобразование в проточной части машины. В этом случае конечный эффект уменьшается, а затрата работы увеличивается. Отклонение действительного процесса от идеального учитывается КПД.

Работа, переданная газу в ступени турбокомпрессора, может быть представлена уравнением Эйлера, записанным в следующей форме*:

$$l=c_{2u}u_2-c_{1u}u_1, \qquad (3.40б)$$

---

* Связь между уравнениями (3.40а) и (3.40б) осуществляется выражением проекций скоростей c_{1u} и c_{2u} из треугольников скоростей: $c_{1u}=(c^2+u^2_1-w^2)/(2u_1)$; $c_{2u}=(c^2_2+u^2_2-w^2_2)/(2u_2)$

где c_{1u} и c_{2u} — окружные проекции абсолютных скоростей c_1 и c_2.

Обычно стремятся (особенно на расчетных режимах) подвести поток к входным кромкам лопаток так, чтобы $c_{1u}=0$ ($\alpha_1=90°$), при этом работа, переданная газу, будет максимальной:

$$l=c_{2u}u_2 \qquad (3.41)$$

или

$$l=\varphi u^2_2, \qquad (3.42)$$

где $\varphi=c_{2u}/u_2$.

В уравнении φ формально представляет собой отношение проекции абсолютной скорости к окружной, но фактически отражает кинематику течения в ступени машины на различных режимах. При постоянстве φ на различных режимах сохраняется подобие треугольников скоростей при различных значениях u_2, c_2 и w_2, и КПД практически не изменяется.

Значение φ зависит от формы лопатки рабочего колеса, определяемой углом β_2. Для $\beta_2=90°$ $\varphi=1$, для $\beta_2>90°$ $\varphi>1$ и для $\beta_2<90°$ $\varphi>1$.

Из уравнения (3.42) следует, что при постоянном значении φ работа l определяется только частотой вращения ротора и не зависит от физических свойств рабочего тела и его начальных параметров.

Ограничения по максимально допустимой скорости u_2 лимитируют работу l и степени сжатия в ступени компрессора.

Из сопоставления формулы (3.42) с формулой работы изэнтропного сжатия следует, что при заданных φ и u_2 отношение давлений в компрессоре зависит как от природы газа, так и от его начальной температуры. Особенно сильно сказывается влияние газовой постоянной рабочего тела R. При заданном значении работы l отношение давлений для «легких» газов, т. е. при больших значениях R (гелий, водород), очень мало; для «тяжелых» газов (тяжелые фреоны) оно существенно больше.

Из выражения

$$N=lG=lV_1\rho_1 \qquad (3.43)$$

следует, что мощность N, потребляемая турбокомпрессором, при неизменных частоте вращения и объемной производительности V_1 (по условиям всасывания) пропорциональна плотности поступающего в компрессор газа ρ_1.

Анализ зависимости работы, отношения давлений и КПД турбокомпрессора от формы лопаток рабочего колеса, определяемой значением φ, показывает, что максимальной работе l и отношению давлений соответствует лопатка с $\beta_2>90°$. В то же время такая ступень характеризуется меньшими значениями КПД из-за больших потерь в диффузоре, вызванных большими скоростями c_2.

Ступень с $\beta_2<90°$ по тем же причинам имеет противоположные показатели: малые отношения давлений и большие КПД. Наконец, ступень с $\beta_2=90°$, имеющая средние показатели при тех же условиях сравнения, может иметь неоспоримые преимущества перед обеими сравниваемыми ступенями вследствие возможности увеличения допустимых значений окружных скоростей u_2. Так, для осерадиальных колес с углом $\beta=90°$ предельное значение скорости u_2 может быть выбрано около 500 м/с. Объясняется это особой формой лопаток, не испытывающих изгибающих напряжений.

Связь развиваемого компрессором давления и производительности определяется характеристикой компрессора. Обычно характеристика турбокомпрессора представляется в координатах: отношение давлений ε к производительности V_1. Каждая зависимость $\varepsilon=f(v_1)$ строится при постоянном значении n.

Характеристика компрессора представлена на рис. 3.13.

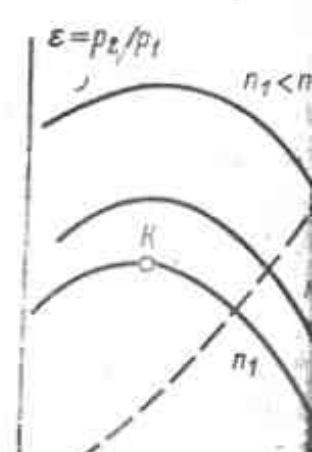


Рис. 3.13. Характеристика
сора.

Характеристика ма
ся на зоны устойчивой
точки K) и неустойчив
точки K) работы комп
устойчивость работы
(помпаж) объясняется
ным отрывом потока от
малых расходах газа, к
проточной части плохо
потоком. При резком ув
противления на входе и
снижении производитель
зоне характеристики д
компрессором падает и
меньше, чем в сети, чт
обратный ток газа. Рабо
в этой области недопу
как сопровождается ре
ками, что может привес
ломке и выходу из строя
больших расходов газ
характеристики обычно
ется, а при больших з
линия становится верти
отношению к оси V, что
ся ростом скоростей в
части и возможным «з
решетки при критических

Характеристика може
должена и в область от
давлений, меньших еди
соответствует работе тур
сора в тормозном режим
зуемом для снятия мощн
ла турбодетандера.

Как следует из к
рис. 3.13, давление в лю
характеристики при данн
тах вращения однозначн

лые фреоны) оно суще-
ьше.
кения

$_1$ (3.43)

мощность N, потреб-
окомпрессором, при не-
стоте вращения и объ-
зводительности V_1 (по
асывания) пропорцио-
отности поступающего
газа ρ_1.

ависимости работы, от-
влений и КПД турбо-
от формы лопаток ра-
а, определяемой значе-
зывает, что максималь-
и отношению давлений
лопатка с $\beta_2>90°$.
ия такая ступень харак-
меньшими значениями
больших потерь в диф-
анных большими скоро-

с $\beta_2<90°$ по тем же
меет противоположные
малые отношения дав-
ьшие КПД. Наконец,
=90°, имеющая средние
при тех же условиях
ожет иметь неоспори-
щества перед обеими
ми ступенями вследст-
ости увеличения допу-
ений окружных скоро-
для осерадиальных ко-
3=90° предельное зна-
ти u_2 может быть вы-
500 м/с. Объясняется
формой лопаток, не
их изгибающих напря-

виваемого компрессо-
и производительности
характеристикой ком-
ычно характеристика
сора представляется
к: отношение давлений
тельности V_1. Каждая
$\varepsilon=f(v_1)$ строится при
начении n.
стика компрессора
на рис. 3.13.

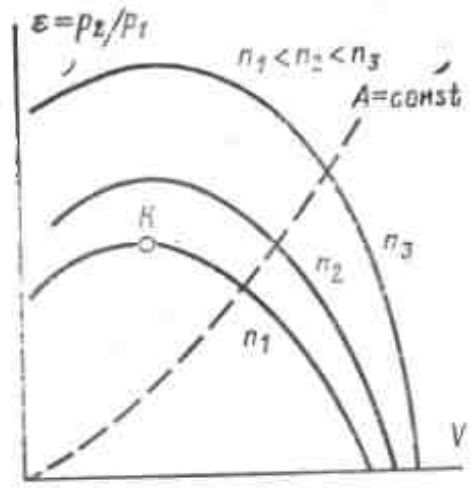


Рис. 3.13. Характеристика турбокомпрессора.

Характеристика машины делится на зоны устойчивой (справа от точки K) и неустойчивой (слева от точки K) работы компрессора. Неустойчивость работы компрессора (помпаж) объясняется значительным отрывом потока от стенок при малых расходах газа, когда сечение проточной части плохо заполнено потоком. При резком увеличении сопротивления на входе или выходе и снижении производительности в этой зоне характеристики давление за компрессором падает и становится меньше, чем в сети, что вызывает обратный ток газа. Работа машины в этой области недопустима, так как сопровождается резкими толчками, что может привести к ее поломке и выходу из строя. В области больших расходов газа крутизна характеристики обычно увеличивается, а при больших значениях n линия становится вертикальной по отношению к оси V, что объясняется ростом скоростей в проточной части и возможным «запиранием» решетки при критических скоростях.

Характеристика может быть продолжена и в область отношений ε давлений, меньших единицы, что соответствует работе турбокомпрессора в тормозном режиме, используемом для снятия мощности с вала турбодетандера.

Как следует из кривой на рис. 3.13, давление в любой точке характеристики при данных частотах вращения однозначно связано с производительностью компрессора, что отличает машины кинетического действия от объемных, в которых производительность зависит только от размеров полости сжатия и частоты циклов сжатия.

Для определения отношения давлений и производительности компрессора в рабочих условиях его характеристику совмещают с характеристикой сети, имеющей, как правило, вид параболической кривой и определяемой соотношением

$$\Delta p=SV^2,$$

где S — сопротивление потребителя и коммуникаций сжатого газа.

Точка пересечения характеристик определяет установившийся режим работы компрессора и называется рабочей точкой.

Объемная производительность ступени турбокомпрессора определяется скоростью газа и геометрическими размерами сечения. Как правило, она подсчитывается по условиям входа в компрессор из уравнения неразрывности, записанного для сечения a—a на входе в рабочее колесо (рис. 3.12):

$$V_1=c_{1r}\pi D_1 b_1 \mu_1, \qquad (3.44)$$

где D_1 — диаметр колеса на входе; b_1 — высота лопаток колеса на входе; c_{1r} — радиальная проекция абсолютной скорости на входе в колесо; μ_1 — коэффициент расхода, учитывающий уменьшение сечения колеса из-за конечной толщины кромок лопаток, обычно $\mu_1=0{,}9$.

Коэффициенты полезного действия $\eta_{ад}$ современных центробежных турбокомпрессоров имеют значения 0,75—0,85, осевых 0,85—0,92.

3.5. ПОРШНЕВЫЕ ДЕТАНДЕРЫ

По назначению поршневые детандеры аналогично турбодетандерам применяются в холодильных и криогенных установках для предварительного и окончательного охлаждения рабочего тела.

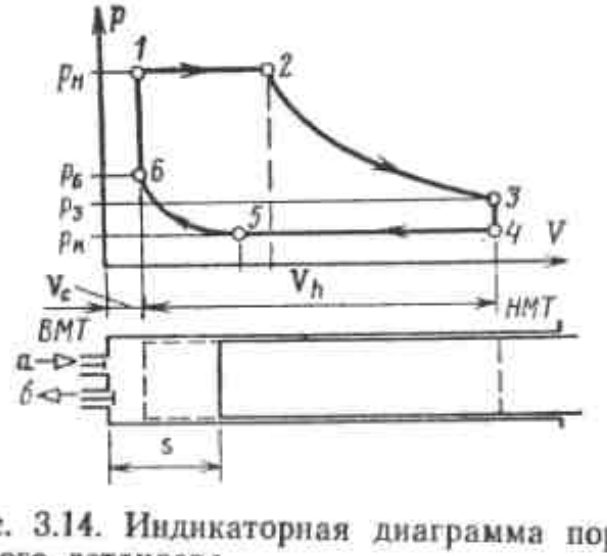


Рис. 3.14. Индикаторная диаграмма поршневого детандера.

Принцип работы поршневого детандера — машины объемного типа, заключающийся в преобразовании внутренней энергии потока рабочего тела в работу, сопровождающемся понижением температуры, был впервые предложен для получения холода еще в XIX в. Сименсом и Сольвеем. Дальнейшее развитие поршневые детандеры получили в работах Клода, Гейландта, Капицы, Коллинза.

Преимущества поршневых детандеров проявляются в широком диапазоне начальных температур при малых объемных расходах рабочего тела и относительно высоких начальных давлениях. Поршневой детандер прост в эксплуатации, хорошо регулируется; как правило, в области малых расходов рабочего тела при прочих равных условиях он имеет КПД более высокий, чем турбодетандер.

Недостатки поршневых детандеров заключаются в меньших надежности и ресурсе, а также худших массовых и габаритных показателях на единицу производительности.

Несмотря на связанную с этим тенденцию перехода во всех возможных случаях от поршневых детандеров к турбодетандерам, даже в установках с высокими и средними давлениями рабочего тела имеется много случаев, когда поршневые машины останутся вне конкуренции из-за более высоких КПД.

Преимущество в КПД проявляется у машин малых размеров; КПД поршневых детандеров мало зависит от их размера, в то время как КПД турбодетандеров существенно падает при уменьшении размеров проточной части [19].

Процесс в поршневом детандере можно представить наиболее наглядно в p,V-диаграмме (рис. 3.14).

Клапаны детандеров в отличие от компрессоров — принудительного действия; их закрытие и открытие производятся специальными механизмами.

Площадь диаграммы в соответствующем масштабе равна работе l детандера за один поворот вала, так как на оси ординат отложено давление, а по оси абсцисс — объем, описанный поршнем. Диаграмма на рис. 3.14 соответствует детандеру, работающему в идеализированных условиях, при которых гидравлическое сопротивление обоих клапанов отсутствует, утечки в клапанах и уплотнениях также отсутствуют, процессы расширения и сжатия представляют собой изэнтропы.

Ниже перечислены пять последовательных процессов, происходящих в поршневом детандере:

1-2 — наполнение; процесс протекает при открытом клапане впуска и постоянном давлении в цилиндре; в точке *2* клапан закрывается (отсечка клапана);

2-3 — расширение; при постоянном количестве рабочего тела объем его увеличивается, а температура падает; в конце расширения давление выше, чем конечное давление $p_к$-p_4; это позволяет ценой некоторой потери работы сократить ход поршня и габариты машины;

3-4 — выхлоп; при открытом выпускном клапане газ выходит в выпускной патрубок, количество его в цилиндре уменьшается, а давление падает до $p_в$;

4-5 — выталкивание; при обратном ходе поршня оставшийся в цилиндре газ выталкивается в трубопровод, где смешивается с газом, вышедшим в процессе выхлопа; в точке *5* выталкивание заканчивается, и выпускной клапан закрывается;

5-6 — обратное поджатие; оставшийся газ поджимается при дальнейшем движении поршня; процесс обратного поджатия необходим для уменьшения перепада давлений на впускном клапане в момент его открытия; конечное давление $p_в$ подлежит оптимизации, так как при поджатии растет температура газа;

6-1 — впуск; открывается впускной

Тип детандера	
Высокого давления	
Среднего давления	

клапан; оставшийся во вр
стве при давлении $p_в$ г
до давления $p_в$; общая т
увеличивается.

В действительност
процессов в детандере
меняется из-за ряда п
ние между поршнем и
от теплопритоков изв
лирования во впускно
ном клапанах; от ре
теплообмена (на некот
пути поршня газ отдае
кам цилиндра, а на др
чает его от стенок);
потоков с разными т
при выталкивании и в
чек через неплотности
и в поршневом уплотн

В зависимости от т
ра, рабочего тела и те
уровня процесса расши
лее существенное вли
вает тот или иной вид

В некоторых констр
невых детандеров уд
виться от потерь из-за
неплотности. В детанд
лиевом и водородно
а также в микродетан
лее существенны потер
между поршнем и цил
теплопритоков извне. В
рукций (бесклапанные
отсутствуют потери
при выталкивании.

Получение максима
детандеров связано та
ром оптимальных относ
личин, отражающих ос
метрические характери
ны [3, 36].

Отношение $V_c/V_h=$
относительной величин
пространства; отношен
$+V_c)=\delta_2$ — степенью

Таблица 3.1

Тип детандера	Относительные характеристики				
	a	δ_2	ψ_1	ψ_2	p_4/p_3
Высокого давления	0,04—0,06	0,25—0,35	0,1—0,15	0,04—0,08	0,4—0,5
Среднего давления	0,05—0,08	0,34—0,53			0,5—0,6

клапан; оставшийся во вредном пространстве при давлении $p_в$ газ поджимается до давления $p_н$; общая температура газа увеличивается.

В действительности протекание процессов в детандере существенно меняется из-за ряда потерь: на трение между поршнем и цилиндром и от теплопритоков извне; от дросселирования во впускном и выпускном клапанах; от регенеративного теплообмена (на некотором участке пути поршня газ отдает тепло стенкам цилиндра, а на другом — получает его от стенок); от смешения потоков с разными температурами при выталкивании и впуске; от утечек через неплотности в клапанах и в поршневом уплотнении.

В зависимости от типа детандера, рабочего тела и температурного уровня процесса расширения наиболее существенное влияние оказывает тот или иной вид потерь.

В некоторых конструкциях поршневых детандеров удается избавиться от потерь из-за утечек через неплотности. В детандерах на гелиевом и водородном уровнях, а также в микродетандерах наиболее существенны потери на трение между поршнем и цилиндром и от теплопритоков извне. В ряде конструкций (бесклапанные детандеры) отсутствуют потери от смешения при выталкивании.

Получение максимальных КПД детандеров связано также с выбором оптимальных относительных величин, отражающих основные геометрические характеристики машины [3, 36].

Отношение $V_c/V_h=a$ называется относительной величиной вредного пространства; отношение $V_2/(V_h+V_c)=\delta_2$ — степенью наполнения, отношение $V_{1\text{-}2}/(V_h+V_c)=\varepsilon_2$ — степенью отсечки впуска

$$\delta_2=\varepsilon_2+a/(1+a). \qquad (3.45)$$

Потери во впускном клапане приводят к появлению разницы в давлениях p_1 и $p_н$, учитываемой коэффициентом сопротивления в клапане ψ_1,

$$p_1=(1-\psi_1)p_н. \qquad (3.46)$$

Аналогично давление p_4 отличается от конечного $p_к$, что учитывается коэффициентом ψ_2,

$$p_4=p_к/(1-\psi_2). \qquad (3.47)$$

Характерной расчетной величиной для детандеров служит также отношение давлений p_4/p_3.

Значения приведенных выше показателей, отвечающих максимальному КПД машины для детандеров воздухоразделительных установок высокого ($p_н=16\div20$ МПа) и среднего ($p_н=1{,}5\div7$ МПа) давлений, даны в табл. 3.1.

Адиабатные КПД современных поршневых детандеров гелиевых рефрижераторов и ожижителей находятся в пределах 0,75—0,85, воздушных и азотных — 0,7—0,85.

3.6. ТУРБОДЕТАНДЕРЫ

Турбодетандеры, как и поршневые детандеры, применяются в холодильных и криогенных установках для предварительного и окончательного охлаждения рабочего тела.

Идея использования турбины в качестве расширительной машины была сформулирована уже в конце XIX в., однако использование турбодетандеров задерживалось из-за трудностей технической реализации этой идеи.

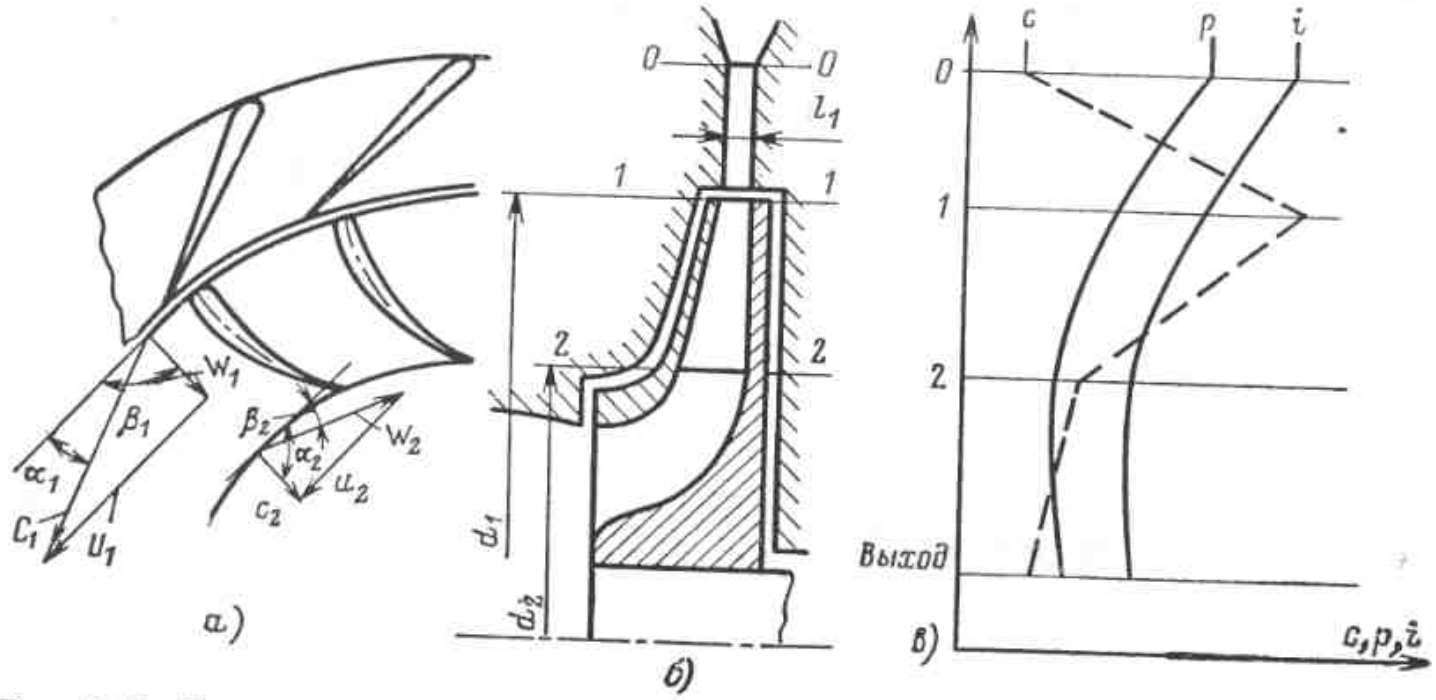


Рис. 3.15. Принципиальная схема радиального центростремительного турбодетандера. *а* — изменение параметров; *б*, *в* — ступени турбодетандера.

С развитием низкотемпературной техники и ростом потребностей в продуктах низкотемпературного разделения воздуха началось широкое применение турбодетандеров. Сейчас они используются во всех видах крупных криогенных установок и в ряде установок средней производительности.

В турбодетандерах процесс преобразования энергии рабочего тела в работу с одновременным понижением энтальпии осуществляется последовательно в каналах направляющего аппарата и рабочего колеса, составляющих ступень турбодетандера.

Кроме основного отличия турбодетандера от турбины-двигателя по целевому назначению (в первом случае цель — охлаждение газа, во втором — получение работы), эти машины различаются и по другим признакам: конструктивному выполнению, материалам, компоновке.

В ступени турбодетандера рабочее тело проходит межлопаточные каналы направляющего аппарата, где происходит его расширение: давление падает, скорость и кинетическая энергия возрастают. Далее рабочее тело направляется в рабочее колесо, где кинетическая энергия через лопатки, диск и вал отводится из системы. При этом энтальпия и температура рабочего тела понижаются.

В каналах рабочего колеса может также осуществляться расширение рабочего тела. Такие машины называют реактивными.

Если конфигурация каналов рабочего колеса такова, что в них не происходит расширения рабочего тела и не меняется давление газа, машина называется активной.

По направлению движения потока рабочего тела турбодетандеры разделяются на радиальные и осевые.

На рис. 3.15 показаны схема проточной части и изменение абсолютной скорости, давления и температуры в реактивной ступени радиального центростремительного турбодетандера.

По аналогии с компрессорными машинами работа, совершаемая газом в ступени турбодетандера, определяется уравнением Эйлера (3.40а).

Обозначения скоростей ясны из треугольников скоростей на рис. 3.15.

Из анализа уравнения Эйлера следует, что при сопоставимых условиях (равные объемные расходы, размеры машины, равные частоты вращения) в ступени радиального центростремительного турбодетандера может быть получена бóльшая, чем в осевой ступени, работа

расширения l вследствие работы против центробежных сил ($u_1 > u_2$). Кроме того, поскольку это преобразование осуществляется с КПД, равным единице, повышение доли этой составляющей в работе l приводит к увеличению разности энтальпий и КПД ступени.

Радиальный турбодетандер может быть выполнен также центробежным. При этом работа центробежных сил отрицательна, что приводит к уменьшению суммарной работы l.

Преимущества радиальных центростремительных машин особенно велики у турбодетандеров сравнительно малых размеров (диаметр диска колеса менее 120—150 мм).

При малых размерах машин эффективность проточной части, определяемая течением в межлопаточных каналах, снижается. В уравнении (3.40) это сказывается на скоростях c_1 и w_2. Если влияние члена $(u^2_1 - u^2_2)/2$ велико, то КПД в радиальных машинах увеличивается по сравнению с осевыми.

Рассмотренные преимущества радиальных турбодетандеров обусловили их преимущественное применение в холодильной и криогенной технике. С 30-х годов они используются в установках разделения воздуха (конструкция эффективного турбодетандера с КПД $\eta_{ад} > 0{,}8$ предложена акад. П. Л. Капицей [19, 23]). С 60—70-х годов радиальные турбины применяются в гелиевых и водородных холодильных установках и ожижителях большой производительности.

Ниже рассмотрены показатели радиальных турбин.

Исходное уравнение Эйлера, записанное для турбин в виде

$$l = c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2, \qquad (3.48)$$

где c_{1u} и c_{2u} — окружные проекции абсолютных скоростей (рис. 3.15), позволяет проанализировать основные показатели турбодетандера.

Из уравнения (3.48) следует, что максимальная работа l в ступени турбины может быть получена при $C_{2u}=0$, т. е. при минимальной выходной скорости C_2, нормальной к окружной скорости u_2.

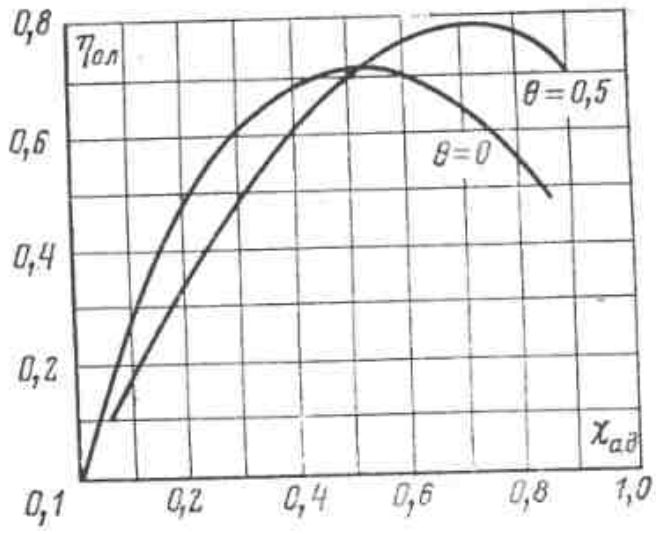


Рис. 3.16. Характеристика турбодетандера.

Уравнение (3.48) положено в основу определения лопаточного КПД $\eta_{ол}$ турбинной ступени, характеризующего газодинамическую эффективность проточной части. Эта величина определяется отношением переданной рабочим телом работы $l_т$ к работе идеального изэнтропного процесса расширения в ступени в заданных условиях, эквивалентной кинетической энергии $c^2_{ад}/2$, где $c_{ад}$ — некоторая условная скорость, соответствующая идеальному расширению в ступени,

$$\eta_{ол} = \frac{c_{1u}u_1 - c_{2u}u_2}{c^2_{ад}/2}. \qquad (3.49)$$

Зависимость $\eta_{ол} = f(X_{ад})$ называется характеристикой турбодетандера и изображается графически в координатах $\eta_{ол} - X_{ад}$, где $X_{ад} = u_1/c_{ад}$ принят параметром характеристики (u_1 — окружная скорость на входе в колесо).

На рис. 3.16 представлены характеристики активной ($\theta=0$) и реактивной ($\theta=0{,}5$) турбин. Оптимальные значения $X_{ад}$, соответствующие максимальному КПД ступеней турбин, находятся решением уравнения (3.49) в развернутой форме для активной и реактивной ступеней обычным методом определения экстремальных значений.

Характерными для сопоставляемых зависимостей следует считать более высокие значения максимальных КПД ступеней для реактивных машин. Оптимальные значения $X_{ад}$ реактивных ступеней также превышают соответствующие значения $X_{ад}$ активных ступеней.

Так, максимальные значения КПД современных реактивных турбодетандеров составляют 0,80—0,85, в то время как для активных турбодетандеров эти значения существенно ниже: 0,68—0,75.

Для характеристики эффективности ступени турбины, кроме $\eta_{0л}$, используется КПД $\eta_{0,i}$, представляющий собой отношение работы на валу к максимальной работе изэнтропного процесса.

Переходя к связи $\eta_{0л}$ и $\eta_{0,i}$, рассмотрим классификацию потерь в ступени турбины.

К внешним потерям относятся механические потери и внешние утечки рабочего тела из машины. Они не оказывают влияния на энтальпию рабочего тела, а изменяют только работу на валу и мощность машины.

Внутренние потери связаны с потерей кинетической энергии потока и увеличением энтальпии рабочего тела в процессе течения. Потери кинетической энергии в сопловом аппарате и рабочем колесе и потери с выходной скоростью C_2, не используемой в ступени, определяют значение КПД $\eta_{0л}$.

К внутренним потерям относятся также потери от внутренних перетечек и смешения потоков, имеющих разные температуры, дисковые, объясняющиеся затратой энергии на трение диска рабочего колеса о газ, и вентиляционные потери, возникающие в турбинах с парциальным (частичным) подводом рабочего тела, когда сопла расположены не на всей окружности решетки соплового аппарата.

Необходимость парциального подвода вызывается значительным снижением размера сопловых лопаток при малых расходах, что затрудняет технологию их изготовления. При парциальном подводе уменьшают число лопаток, сохраняя постоянным сечение прохода газа и увеличивая их высоту.

Парциальный подвод может быть связан также с необходимостью регулирования расхода отключением части сопл.

При парциальном подводе кинетическая энергия теряется при взаимодействии потока, проходящего в соплах, с потоком в нерабочих зонах.

КПД $\eta_{0,i}$ в турбодетандерах обычно вычисляется по замеренным температурам и давлениям на входе в машину и выходе из нее и в общем виде определяется формулой (3.20); для идеального газа может быть использована формула (3.21).

Значения $\eta_{0,i}$ у турбодетандеров крупных воздухоразделительных установок (диаметры рабочих колес $d_1=200\div250$ мм) и паровых и газовых турбин двигателей близки и достигают 85—90%.

Однако с уменьшением объемных расходов, вызванных как снижением массового расхода, так и увеличением плотности рабочего тела на входе в машину, размеры проточной части уменьшаются на порядок. Так, диаметры колес машин средних размеров равны: $d_1=100\div250$ мм, малых машин — $d_1=10\div30$ мм. Пропорционально диаметру уменьшаются и другие размеры проточной части: размеры лопаток, толщины дисков и т. д.

Малые размеры проточной части, отклонения от оптимальных геометрических соотношений и другие факторы приводят к тому, что КПД турбодетандеров с диаметрами $d_1=30\div100$ мм находятся в пределах 0,6—0,7, а турбодетандеров малых размеров с $d_1=10\div30$ мм могут снижаться до 0,3—0,4.

Поскольку температурный уровень работы детандера существенно ниже $T_{о.с}$, поток тепла из внешней

среды, поступающий к машине, ведет к увеличению потерь эксергии рабочего тела (так как его охлаждение уменьшается). Это оправдывает использование в детандерах более качественной и дорогой изоляции; в воздушных детандерах — порошковой или волокнистой, в гелиевых и водородных — вакуумной.

Из-за большого перепада температур между холодной проточной частью и силовой частью машины, находящейся, как правило, в зоне температур окружающей среды, в детандерах требуется применять материалы с низкой теплопроводностью. По этой же причине необходимо отделять и тщательно изолировать проточную часть от подшипникового узла и тормоза.

Меньшие, чем у двигателей, мощности и расходы рабочего тела, а также меньшие геометрические размеры машины приводят к тому, что при равных значениях допустимых окружных скоростей в тех и других машинах ротор турбодетандера имеет угловую скорость, на один-два порядка большую, чем ротор турбин-двигателей. Это в свою очередь приводит к необходимости использования в турбодетандерах специальных опор, в том числе и с газовой смазкой.

Из-за низкого уровня температур, при которых работают «холодные» детали машины (корпус, направляющий аппарат, рабочее колесо, вал), в них требуется применять материалы, сохраняющие пластические свойства при низких температурах.

Каналы в направляющем аппарате и рабочем колесе, имеющие относительно малые размеры, должны быть выполнены очень тщательно.

Коэффициент полезного действия турбодетандера зависит от всех этих факторов. С уменьшением размеров машины их влияние однозначно приводит к снижению КПД.

Связь между расходом газа в турбодетандере и его характерными геометрическими размерами определяется из выражения, аналогичного выражению для компрессора. Характерное сечение обычно выбирают на выходе из сопл (входе в рабочее колесо), где абсолютная скорость c_1 может быть принята близкой к критической,

$$V_1 = G/\rho_1 = \pi d_1 l_1 c_1 \sin \alpha_1 \mu_1, \qquad (3.50)$$

где ρ_1 — плотность рабочего тела, отнесенная к условиям на входе в рабочее колесо; μ_1 — коэффициент расхода решетки, учитывающий конечную толщину кромок лопаток и влияние пограничного слоя, ориентировочно можно принять $\mu_1 = 0{,}92 \div 0{,}94$.

В данной формуле две независимые переменные d_1 и l_1, поэтому для однозначного решения задачи следует пользоваться модификацией формулы (3.50), полученной введением относительных характеристик,

$$V_1 = G/\rho_1 = \pi d_1^2 \bar{l}_1 \bar{c}_{1r} u_1 \mu_1, \qquad (3.51)$$

где $\bar{l}_1$ — относительная высота лопатки; рекомендуемые значения $\bar{l}_1$ выбирают в пределах 0,06—0,1; $\bar{c}_{1r} = c_{1r}/u_1 = c_1 \sin \alpha_1 / u_1$ — безразмерная радиальная составляющая абсолютной скорости; c_{1r} принимается в пределах 0,2—0,4.

Скорость u_1 для предварительных оценок размеров принимается не более 250 м/с для радиальных и не более 350 м/с для радиально-осевых ступеней.

3.7. НАСОСЫ

Назначение насосов в установках трансформации тепла практически не отличается от их назначения в других отраслях техники: химической, пищевой промышленности, в энергетических установках и системах.

Оно заключается в повышении давления и перемещении рабочего тела, которое для насосов в большинстве случаев может быть принято практически несжимаемым. Это отличает насос от компрессора и

приводит к отличиям в конструкции и некоторых показателях.

По назначению насосы можно разделить на три группы:

1. Насосы для перемещения жидкостей в условиях температур, близких к $T_{о.с}$. Они применяются в основном для подачи воды, теплои хладоносителей из одного элемента установки в другой и по конструкции и показателям практически не отличаются от насосов других областей техники.

2. Насосы для абсорбционных трансформаторов тепла. Действие насоса в этих установках обеспечивает работу термохимического компрессора. Эти насосы работают в температурных условиях, близких к $T_{о.с}$. Применяемые в этих установках жидкости (аммиак, раствор бромистого лития) оказывают влияние в основном на выбор материалов рабочих элементов насосов, находящихся в контакте с веществом, и конструкцию уплотнений. Тепловыделения при нагнетании не оказывают существенного влияния на рабочий процесс, так как рабочее тело насоса поступает в теплую зону установки.

3. Насосы для перемещения жидких криоагентов (азота, кислорода, аргона, водорода, гелия). Основное отличие этих насосов от предыдущих связано с тем, что температурный уровень процесса значительно ниже $T_{о.с}$.

В отличие от предыдущих случаев в этих насосах потери при нагнетании приводят всегда к потерям эксергии и при прочих равных условиях увеличиваются с понижением температурного уровня работы насоса.

Жидкость, перекачиваемая насосом, обычно имеет температуру, близкую к температуре кипения, и при снижении давления из-за гидравлических потерь в элементах насосов (клапанах, патрубках, арматуре) может вскипать, что приводит к кавитации и резкому снижению коэффициента подачи. Для устранения этого явления, а также для компенсации теплопритоков из внешней среды через изоляцию насос необходимо охлаждать ниже температуры кипения жидкости при давлении всасывания.

Наиболее распространены среди насосов этой группы кислородные и азотные. В последние годы интенсивно разрабатываются насосы для перекачки жидкого водорода, а также насосы, обеспечивающие подачу гелия через элементы сверхпроводящих устройств.

Кислородные и азотные насосы применяются для двух целей:

для газификации под давлением ожиженного газа и заполнения баллонов сжатым газом. Нагрев и испарение ожиженного газа в теплообменнике осуществляются в результате теплообмена с охлаждающимся воздухом или другим газом, поступающим в аппарат;

для транспортирования жидкости из одного элемента установки в другой. В установках разделения воздуха жидкий кислород (или аргон) насосом подается из ректификационной колонны в теплообменник под необходимым давлением. В этих условиях насос применяется также и для перекачивания ожиженного газа из одной разделительной колонны в другую.

Насосы жидкого кислорода и аргона имеют, как правило, небольшую производительность (до 0,15 м^3/ч) и повышенные давления (16—20 МПа), поэтому выполняются плунжерного типа.

Насосы для перекачки жидкости между колоннами имеют большие производительности и малые напоры и выполняются центробежными; они отличаются от насосов, работающих при $T \geqslant T_{о.с}$, только наличием изоляции.

Производительность насоса

$$V = V_h \lambda, \qquad (3.52)$$

где V_h — объем, описанный плунжером насоса,

Рис. 3.17. На
качки жидко
I — клапаны; *II*
соса; *III* — напр
ки; *IV* — шток;
вая плита-изол
лый сальник.

$V_h = FSn$;

F — площад
плунжера;
частота вр
вала насос
дачи насоса

Коэффиц
в основном
ние и клапа
водительност
маемости ж
ного простр
более 3% и

Коэффиц
быть найден
ратуре.

Потребля

$N = V\Delta p_н / \eta_{э.м}$

где $\Delta p_н$ — п
данный нас
тельность на
ханический К

На рис. 3.
струкции цил
са, предназна
0,035—0,04 м
при давлении

Цилиндро
в изоляции
разделения и
текстолитовук
для уменьш
извне. Рама,
привод насоса
ха. Головка
расположены
насоса, снаб
циркуляции
Наружная час
на в виде в
Клапаны насо

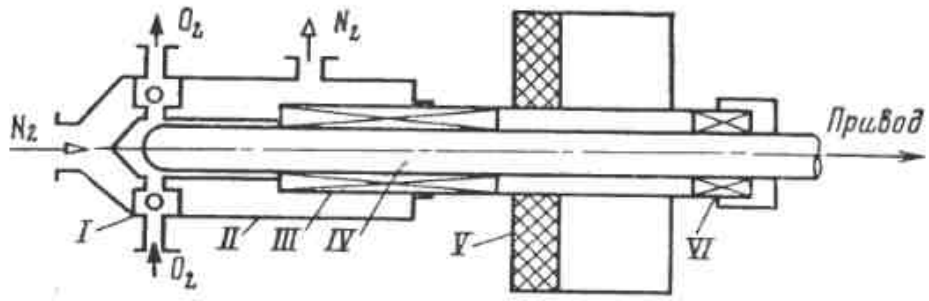


Рис. 3.17. Насос для перекачки жидкого кислорода.
I — клапаны; *II* — рубашка насоса; *III* — направляющие втулки; *IV* — шток; *V* — текстолитовая плита-изолятор; *VI* — теплый сальник.

$$V_h = FSn; \qquad (3.53)$$

F — площадь поперечного сечения плунжера; S — ход плунжера; n — частота вращения кривошипного вала насоса; λ — коэффициент подачи насоса.

Коэффициент подачи зависит в основном от утечек через уплотнение и клапаны. Уменьшение производительности в результате сжимаемости жидкости в объеме вредного пространства составляет не более 3% и не учитывается.

Коэффициенты подачи могут быть найдены в специальной литературе.

Потребляемая насосом мощность

$$N = V\Delta p_н/\eta_{э.м}, \qquad (3.54)$$

где $\Delta p_н$ — перепад давлений, созданный насосом; V — производительность насоса; $\eta_{э.м}$ — электромеханический КПД насоса.

На рис. 3.17 показана схема конструкции цилиндровой группы насоса, предназначенного для перекачки 0,035—0,04 м³/ч жидкого кислорода при давлении до 20 МПа.

Цилиндровая группа находится в изоляции внутри кожуха блока разделения и крепится к раме через текстолитовую плиту, служащую для уменьшения притока тепла извне. Рама, на которой установлен привод насоса, находится вне кожуха. Головка цилиндра, в которой расположены клапаны и цилиндр насоса, снабжена рубашкой для циркуляции охлаждающего азота. Наружная часть цилиндра выполнена в виде втулки из текстолита. Клапаны насоса — шариковые. Центровка плунжера обеспечивается втулкой. Насосы, предназначенные для газификации ожиженных газов (кислорода, азота), показаны на рис. 3.18. Эти насосы отбирают жидкость из хранилища и прокачивают ее через газификатор, где она испаряется. Цилиндр насоса при этом заполняется не через всасывающий клапан, а самотеком, через заливочные окна.

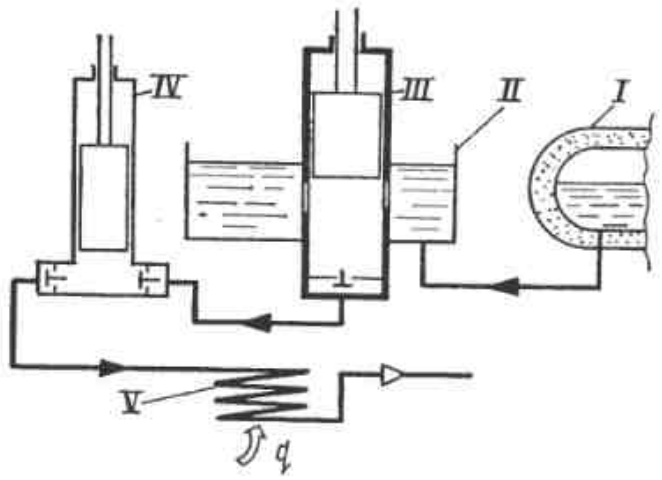


Рис. 3.18. Насосы в установке газификации ожиженных газов.
I — сосуд с криогенной жидкостью; *II* — бачок; *III* — 1-я ступень насоса; *IV* — 2-ая ступень насоса; *V* — теплообменник-газификатор.

Так как расстояние от головки насоса до заливочных окон невелико, длина уплотняющей щели незначительна и насос не может создавать больших перепадов давлений. Для создания высоких давлений применяют вторую ступень, где щелевое уплотнение может быть достаточно длинным.

Насосами такого типа оборудуют как стационарные, так и транспортные газификационные установки.

Глава четвертая

Работа парожидкостных компрессионных трансформаторов тепла в нерасчетных условиях

4.1. ОСНОВНЫЕ МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ КОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Трансформаторы тепла часто работают при режимах, отличных от расчетных, на основе которых выбираются все основные элементы установки. Это объясняется тем, что нагрузки этих установок в большинстве случаев непостоянны.

Возможны следующие методы регулирования производительности установок:

а) изменение количества одновременно работающих агрегатов (в крупных системах, в которых параллельно работает несколько агрегатов);

б) изменение длительности работы установки путем ее периодического включения и выключения, когда в системе имеются аккумулирующие сосуды или масса объекта охлаждения (нагрева) достаточно велика;

в) изменение производительности компрессора, чаще всего изменением частоты вращения;

г) изменение расхода рабочего агента в установке; этот метод наиболее прост и поэтому чаще применяется на практике.

В большинстве случаев изменение расхода рабочего агента осуществляется путем воздействия на дроссельный вентиль перед испарителем (см. рис. 2.1). При таком методе регулирования снижение производительности установки и связанное с ним уменьшение расхода рабочего агента сопровождаются понижением температуры испарения t_0, так как уменьшение подачи агента вызывает падение давления в испарителе.

Если по техническим условиям работы системы температура испарения t_0 должна сохраняться постоянной независимо от нагрузки установки, то на паровой линии после испарителя на всасывающей стороне компрессора включают дополнительно регулятор давления типа «до себя» (РДДС). В этом случае прикрывание дроссельного вентиля перед испарителем при понижении нагрузки установки сопровождается одновременно прикрыванием регулятора РДДС после испарителя. В результате давление в испарителе сохраняется постоянным p_0=const.

4.2. УСЛОВИЯ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РЕЖИМА

Условия работы всех элементов компрессионных парожидкостных трансформаторов тепла взаимосвязаны.

При установившемся режиме соблюдаются следующие условия:

1. Энергетический баланс установки

$$Q_0+N_э\eta_{эм}=Q_к+Q_{охл}+Q_{км}, \qquad (4.1а)$$

где Q_0, $Q_к$, $Q_{охл}$, $Q_{км}$ — тепловые нагрузки соответственно испарителя, конденсатора, охладителя с внешним отводом тепла, системы охлаждения компрессора; $N_э$ — электрическая мощность компрессора.

При отсутствии охлаждения компрессора $Q_{км}$=0. В этом случае

$$Q_0+N_э\eta_{эм}=Q_к+Q_{охл}. \qquad (4.1б)$$

2. Материальный баланс, т. е. одинаковое значение массового расхода рабочего агента через все элементы установки,

$$G=\text{const.} \qquad (4.2)$$

Изменение тепловой нагрузки любого элемента установки, например испарителя или конденсатора, вызывает изменение работы всех элементов и установки в целом.

В процессе изменения режима работы установки, называемого переходным режимом, ее материальный и энергетический балансы нарушаются, так как происходит изменение средней энтальпии рабочего агента в установке и массового содержания рабочего агента в испарителе и ресивере конденсатора *.

При новом установившемся режиме вновь соблюдаются условия уравнений (4.1а), (4.1б) и (4.2).

Изменение режима работы установки при изменении нагрузки любого элемента наступает независимо от искусственного регулирования (автоматического или ручного).

Особенность искусственного регулирования заключается в сокращении длительности переходного режима и возможности поддержания на заданном уровне независимо от режима работы установки некоторых наиболее важных параметров, например температуры рассола после испарителя холодильной установки или температуры горячей воды после конденсатора теплонасосной установки.

При отсутствии искусственного регулирования увеличивается длительность переходного периода и, кроме того, при изменении нагрузки одного из элементов установки изменяются, как правило, все параметры системы.

---

* Ресивер — сосуд для жидкого рабочего агента, включенный между конденсатором и дроссельным вентилем.

4.3. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСФОРМАТОРА ТЕПЛА

Изменение режима работы трансформатора тепла могут вызывать различные причины:

а) изменение температуры теплоотдатчика, например рассола, поступающего в испаритель рефрижераторной установки от потребителей холода, или наружного воздуха, используемого в качестве низкопотенциального источника тепла в теплонасосной установке;

б) изменение температуры теплоприемника, например охлаждающей воды, поступающей в конденсатор рефрижераторной установки, или обратной воды, поступающей из системы теплоснабжения в конденсатор теплонасосной установки;

в) изменение тепловой нагрузки трансформатора тепла, связанное с необходимостью искусственного изменения температуры рассола после испарителя рефрижераторной установки или горячей воды после конденсатора теплонасосной установки.

Указанные причины могут действовать совместно или порознь.

Работа каждого элемента трансформатора тепла подчиняется определенным закономерностям, описываемым аналитически или графически, называемым его характеристикой.

Несмотря на значительное разнообразие принципов действия и конструктивных особенностей основных элементов компрессорного трансформатора тепла, их можно разделить на две группы: теплообменные аппараты и компрессоры.

Характеристика всех типов конвективных теплообменных аппаратов может быть описана следующим уравнением [40]:

$$Q=\varepsilon W_{\text{м}}\nabla, \qquad (4.3)$$

где Q — тепловая нагрузка аппарата при данном режиме его работы, кДж/с; $W_{\text{м}}$ — значение меньшего эквивалента расхода теплообмени-

вающихся сред, кДж/(с·К); ∇ — максимальная разность температур греющей и нагреваемой сред, т. е. разность температур греющей и нагреваемой сред при входе в аппарат, К; ε — безразмерная удельная тепловая нагрузка аппарата.

Эквивалентом расхода называется произведение массового расхода среды G, кг/с, на его массовую теплоемкость c, кДж/(кг·К):

$$W=Gc. \qquad (4.4)$$

Эквивалент расхода однородной среды, у которой изменяется фазовое состояние в процессе теплообмена (испарение, замораживание, плавление, сублимация), $W=\infty$, так как в процессе изменения фазности среды

$$c=Q/G\delta t=\infty,$$

поскольку подвод или отвод тепла не вызывает в этом случае изменения температуры среды ($\delta t=0$).

Безразмерная удельная тепловая нагрузка представляет собой тепловую нагрузку аппарата, отнесенную к 1 К максимальной разности температур и к единице меньшего значения эквивалента расхода теплообменивающихся сред $W_м$.

Безразмерная удельная нагрузка конвективных теплообменных аппаратов может определяться по приближенной формуле [40]

$$\varepsilon=\frac{1}{aW_м/W_б+b+W_м/kF}\leqslant\varepsilon_*, \qquad (4.5)$$

где a и b — постоянные коэффициенты, значение которых зависит от схемы теплообмена; $W_м$ и $W_б$ — значения меньшего и большего эквивалентов расхода теплообменивающихся сред; k — коэффициент теплопередачи аппарата, кДж/(с×$\times$м^2·К); F — поверхность нагрева, м^2; ε_* — безразмерная тепловая нагрузка аппарата с бесконечно большой поверхностью нагрева.

Неравенство в правой части уравнения (4.5) указывает на то, что физически ε не может превысить ε_*.

Для соблюдения неравенства в правой части формулы (4.5) пользуются следующим правилом: если по формуле (4.5) получается $\varepsilon\leqslant\varepsilon_*$, то это значение ε и принимается для дальнейших расчетов; в том случае, когда по формуле (4.5) получается $\varepsilon>\varepsilon_*$, для дальнейших расчетов принимается $\varepsilon=\varepsilon_*$. Для противоточных аппаратов, а также для всех аппаратов, в которых имеет место изменение фазового состояния одной или обеих сред, например для конденсатора и испарителя, независимо от схемы теплообмена $\varepsilon=1$.

Для этих аппаратов ε представляет собой отношение их действительной тепловой нагрузки к тепловой нагрузке аппарата с бесконечно большой поверхностью нагрева, работающего при тех же параметрах теплообменивающихся сред на входе в аппарат.

Как показывают исследования, максимальное расхождение в значении ε по приближенному уравнению и точному экспоненциальному составляет 6% для аппаратов, в которых происходит фазовое изменение состояния одной из сред. Для аппаратов, в которых фазовое состояние теплообменивающихся сред не меняется, максимальное расхождение не превышает 3—4%.

Постоянный коэффициент a, входящий в уравнение (4.5), имеет значения в зависимости от схемы теплообмена: противоток $a=0{,}35$; перекрестный ток $a=0{,}425\div0{,}55$; прямоток $a=0{,}65$. Второй постоянный коэффициент b при всех схемах теплообмена равен 0,65.

Для аппаратов, в которых изменяется фазовое состояние одной из сред, например для конденсатора и испарителя, первый член знаменателя в уравнении (4.5) равен нулю, так как $W_б=\infty$. Поэтому выражение для безразмерной удельной тепловой нагрузки этих параметров

принимает вид:

$$\varepsilon = \frac{1}{0{,}65 + W_м/(kF)} \leqslant 1. \qquad (4.6)$$

Характеристики компрессоров определяются уравнениями (3.31)—(3.33), (3.36), (3.44).

4.4. ВЗАИМОСВЯЗЬ ПАРАМЕТРОВ ПРИ РАБОТЕ КОМПРЕССИОННОГО ТРАНСФОРМАТОРА ТЕПЛА В НЕРАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЯХ

Работа испарителя. В испарителе на стороне рабочего агента происходят в общем случае два последовательных процесса: испарение жидкости и перегрев пара. Поэтому испаритель можно условно рассматривать как два теплообменных аппарата, включенных последовательно по рабочему агенту и охлаждаемой среде, например по рассолу.

Поверхность нагрева испарителя равна сумме поверхностей нагрева зоны кипения (испарения) $F_{з.и}$ и зоны перегрева $F_{з.п}$:

$$F_0 = F_{з.и} + F_{з.п}. \qquad (4.7)$$

Распределение поверхности нагрева испарителя между указанными зонами зависит от режима его работы. Работа каждой зоны подчиняется соответствующим уравнениям (4.5) и (4.6).

При расчетном режиме зона перегрева очень мала, и поэтому поверхность нагрева зоны испарения практически равна поверхности нагрева испарителя.

При регулировании трансформаторов тепла с помощью дроссельного вентиля *IV* (см. рис. 2.1) на линии жидкого агента, установленного перед испарителем, происходит перераспределение поверхности нагрева испарителя между зонами испарения и перегрева (рис. 4.1).

Прикрытие дроссельного вентиля (ДВ) приводит к снижению уровня жидкого агента в испарителе, в результате чего уменьшается поверхность зоны испарения $F_{з.и}$

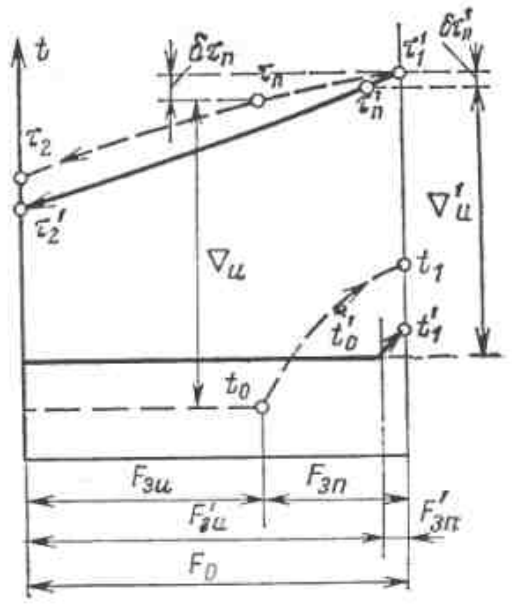


Рис. 4.1. Изменение температурного режима испарителя после прикрытия дроссельного вентиля.

——— —исходный режим; — — — — — режим после прикрытия ДВ; τ'_1, $\tau'_п$, τ'_2 — температуры (первичной) охлаждаемой среды при исходном режиме: перед испарителем, после зоны перегрева, после зоны испарения соответственно; τ_1, $\tau_п$, τ_2 — то же после прикрытия ДВ; t'_0, t'_1 — температуры испарения и рабочего агента после испарителя при исходном режиме; t_0, t_1 — то же после прикрытия ДВ.

и увеличивается поверхность зоны перегрева $F_{з.п}$. Вследствие уменьшения поверхности зоны испарения снижается безразмерная удельная тепловая нагрузка этой зоны $\varepsilon_и$. Как видно из уравнения (4.6), снижение $\varepsilon_и$ происходит медленнее, чем уменьшение поверхности нагрева $F_{з.п}$, так как знаменатель выражения (4.6) является двучленом, в котором один член — постоянная величина.

Максимальная разность температур в зоне испарения

$$\nabla'_и = \tau'_п - t'_0, \qquad (4.8)^*$$

где $\tau'_п$ — температура охлаждаемой среды на входе в зону испарения; t'_0 — температура испарения.

При прикрытии дроссельного вентиля значение $\nabla_и$ изменяется, так как $\tau'_п \neq \tau_п$ и $t'_0 \neq t_0$. Температура охлаждаемой среды (например, рассола) на входе в зону испарения $\tau_п$ несколько ниже темпе-

* Здесь и далее t — температура рабочего агента, τ — температура среды, обменивающейся теплом с рабочим агентом.

ратуры этой же среды τ_1 на входе в испаритель, так как происходит ее предварительное охлаждение в зоне перегрева испарителя.

В зоне испарения меньшее значение эквивалента расхода $W_м$ имеет охлаждаемая (первичная) среда $W_п$*, в данном случае хладоноситель, например рассол.

Если при регулировании расход охлаждаемой среды через испаритель не меняется, то

$$W_м = W_п = \text{const}.$$

Больший эквивалент расхода $W_б$ в зоне испарения имеет охлаждающая (вторичная) среда $W_в$, в данном случае рабочий агент, так как в зоне испарения меняется фазовое состояние рабочего агента, поэтому

$$W_б = W_в = \infty.$$

Как видно из уравнения (4.3), тепловая нагрузка зоны испарения испарителя $Q_{з.и}$ изменяется в этих условиях пропорционально произведению $\varepsilon_и \nabla_и$; $Q_{з.и} \approx \varepsilon_и \nabla_и$.

При прикрытии ДВ максимальная разность температур $\nabla_и = (\tau_п - t_0)$ возрастает, так как снижаются давление в испарителе p_0, а следовательно, и температура испарения t_0. Безразмерная удельная тепловая нагрузка зоны испарения при этом снижается, так как уменьшается поверхность зоны испарения $F_{з.и}$ и, следовательно, в соответствии с уравнением (4.6) снижается значение $\varepsilon_и$.

Произведение $\varepsilon_и \nabla_и$ при прикрытии дроссельного вентиля уменьшается.

Прикрытие дроссельного вентиля приводит одновременно к увеличению безразмерной удельной нагрузки зоны перегрева $\varepsilon_п$ по двум причинам:

а) увеличивается поверхность нагрева этой зоны $F_{з.п}$;

б) уменьшается значение меньшего эквивалента расхода $W_м$, так как снижается тепловая нагрузка зоны испарения, а следовательно, и количество испаряемого рабочего агента G.

В зоне перегрева, как правило, меньший эквивалент расхода имеет рабочий агент (вторичная среда) $W_м = W_в$, а больший — охлаждаемая (первичная) среда $W_б = W_п$; причем $W_п$ во много раз больше $W_в$.

При заданном массовом расходе рабочего агента через испаритель расчет его переменного режима заключается в определении параметров рабочего агента после испарителя, а именно: давления испарения p_0 и температуры пара t_1, при которых объемный расход пара из испарителя $V_1 = v_1 G$ равен объемной подаче компрессора λV_t, т. е.

$$V_1 = v_1 G = \lambda V_t, \qquad (4.9)$$

где v_1 — удельный объем пара на выходе из испарителя; G_1 — массовый расход рабочего агента; λ — коэффициент подачи компрессора; V_t — теоретическая объемная производительность компрессора в единицу времени.

Расчет ведется в следующем порядке.

Предварительно задаются температурой охлаждаемой среды (например, рассола) на входе в зону испарения $\tau_п$ или принимают эту температуру равной температуре первичной среды на входе в испаритель, т. е. $\tau_п = \tau_1$.

Определяют тепловую нагрузку зоны испарения

$$Q_{з.и} = G q_0, \qquad (4.10)$$

где G — расход рабочего агента; $q_0 = i_0 - i_4$, кДж/кг; i_4 — энтальпия рабочего агента перед дроссельным вентилем, кДж/кг (см. рис. 2.1); i_0 — энтальпия сухого насыщенного пара в испарителе, кДж/кг.

Рассчитывают безразмерную тепловую нагрузку зоны испарения

$$\varepsilon_и = Q_{з.и} / (W_п \nabla_и). \qquad (4.11)$$

Вычисляют поверхность нагрева зоны испарения

$$F_{з.и} = \frac{\varepsilon_и W_п}{k_п (1 - 0{,}65\varepsilon_и)}, \qquad (4.12)$$

---

* Здесь и далее первичной средой называется греющая среда, отдающая тепло, а вторичной — нагреваемая среда, воспринимающая тепло.

где $k_и$ — коэффициент теплопередачи в зоне испарения.

Определяют поверхность нагрева зоны перегрева

$$F_{з.п}=F_0-F_{з.и}. \quad (4.13)$$

Находят эквивалент расхода рабочего агента (вторичной среды) в зоне перегрева

$$W_в=Gc_p, \quad (4.14)$$

где c_p — массовая теплоемкость перегретого рабочего пара.

Определяют безразмерную удельную тепловую нагрузку зоны перегрева $\varepsilon_п$ по формуле (4.5).

Рассчитывают тепловую нагрузку зоны перегрева $Q_{з.п}$ по формуле (4.3)

Находят температуру охлаждаемой среды на входе в зону испарения

$$\tau_п=\tau_1-Q_{з.п}/W_п. \quad (4.15)$$

Сравнивают полученное значение $\tau_п$ с предварительно принятым. В случае несовпадения задаются новым значением $\tau_п$ и повторяют расчет.

Расчет для данного значения p_0 считается законченным при совпадении предварительно принятого значения $\tau_п$ с полученным по формуле (4.15). Находят температуру рабочего пара на выходе из испарителя

$$t_1=t_0+\varepsilon_п(\tau_1-t_0). \quad (4.16)$$

По известным значениям p_0 и t_1 находят удельный объем пара v_1 и объемный расход пара на выходе из испарителя $V_1=Gv_1$. Затем определяют объемную подачу компрессора по уравнениям (3.31) — (3.33) и проверяют выполнение условия (4.9). Искомое решение соответствует выполнению условия (4.9).

Холодопроизводительность установки при искомом режиме

$$Q_0=G(i_1-i_4), \quad (4.17)$$

где i_1 — энтальпия рабочего агента после испарителя.

Температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя

$$\tau_2=\tau_1-Q_0/W_п. \quad (4.18)$$

При постоянном эквиваленте расхода охлаждаемой среды $W_п=$ $=$const и постоянной температуре этой среды на входе в испаритель $\tau_1=$const прикрытие дроссельного вентиля приводит к следующей перестройке режима работы испарителя и компрессора:

а) уменьшается поверхность зоны испарения и увеличивается поверхность зоны перегрева

$F_{з.и}<F'_{з.и}$, $F_{з.п}>F'_{з.п}$;

б) снижаются давление в испарителе $p_0<p'_0$ и температура испарения $t_0<t'_0$;

в) повышается температура пара после испарителя $t_1>t'_1$;

г) снижается коэффициент подачи поршневого компрессора $\lambda<\lambda'$;

д) снижается объемная подача компрессора $V_1<V'_1$;

е) снижается тепловая нагрузка испарителя $Q_0<Q'_0$;

ж) повышается температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя $\tau_2>\tau'_2$.

Изменение температур рабочей и охлаждаемой среды в испарителе при прикрытии дроссельного вентиля показано на рис. 4.1.

Работа системы хладоснабжения. Если трансформатор тепла служит холодильной установкой, то снижение производительности испарителя вследствие прикрытия дроссельного вентиля приводит к изменению теплового режима у потребителей холода, получающих рассол от установки.

Как видно из уравнения (4.18), при снижении Q_0 повышается температура τ_2 рассола после испарителя, что приводит к снижению холодопроизводительности теплообменных аппаратов у потребителей холода.

В зависимости от условий хладопотребления влияние температуры рассола τ_2 на тепловой режим потребителей холода имеет различный характер.

Если холод используется для поддержания заданной температуры в охлаждаемых камерах, то связь между внутренней температурой в камерах и условиями охлаждения при установившемся режиме определяется уравнением

$$t_в=\frac{\varepsilon_{кам}W_р\tau_2/q+t_{о.с}}{\varepsilon_{кам}W_р/q+1}, \quad (4.19)$$

где $\varepsilon_{кам}$ — безразмерная удельная тепловая нагрузка охлаждающей

системы (батарей) камеры, $\varepsilon_{кам}$ определяется по формуле (4.6), в которой $W_м$ — эквивалент расхода хладоносителя; kF относится к установленной поверхности охлаждающих приборов в камере; $W_р$ — эквивалент расхода рассола; q — удельный теплоприток в камеру в единицу времени на 1°С разности между температурой окружающей среды и внутренней температурой в камере; $t_{о.с}$ — температура окружающей среды; τ_2 — температура рассола, поступающего в охлаждающую систему камеры.

Возможность использования для расчета $\varepsilon_{кам}$ уравнения (4.6) объясняется тем, что эквивалент расхода охлаждаемого воздуха, омывающего охлаждающие батареи, камеры, может быть принят равным бесконечности, так как изменение температуры воздуха вдоль поверхности охлаждающих батарей очень мало (близко к нулю).

Для того чтобы при переменном теплопритоке, например при изменении температуры окружающей среды, внутренняя температура в охлаждаемых камерах оставалась постоянной ($t_в$=const), температура рассола, поступающего в охлаждающую систему камеры, должна быть равна:

$$\tau_2 = t_в - \frac{q}{\varepsilon_{кам} W_р}(t_{о.с} - t_в). \qquad (4.20)$$

Температура рассола на выходе из камеры охлаждения при установившемся режиме

$$\tau_1 = \varepsilon_{кам} t_в + (1 - \varepsilon_{кам})\tau_2. \qquad (4.21а)$$

При τ_2=const

$$\partial\tau_1 = \varepsilon_{кам}\partial t_в. \qquad (4.21б)$$

Как видно из уравнений (4.21*а*), (4.21*б*) повышение $t_в$ приводит к повышению τ_1. Однако изменение τ_1 происходит медленнее, чем $t_в$, так как $\varepsilon_{кам}<1$.

Повышение τ_1 вызывает увеличение нагрузки испарителя Q_0 [см. уравнение (4.3)]. Одновременно увеличивается и температура рассола на выходе из испарителя τ_2. Однако изменение τ_2 происходит медленнее, чем изменение температуры τ_1 рассола до испарителя. Такой процесс продолжается непрерывно до тех пор, пока не наступит тепловое равновесие между испарителем и системой хладоснабжения.

Работа компрессора. Изменение теплового режима испарителя, вызванное прикрытием дроссельного вентиля, приводит к изменению режима работы всех элементов трансформаторов тепла.

В связи со снижением нагрузки зоны испарения $Q_{з.и}$ и повышением нагрузки зоны перегрева $Q_{з.п}$ уменьшается количество G испаряющегося рабочего агента в единицу времени, но растет температура t_1 рабочего агента на выходе из испарителя. Это вызывает изменение режима работы компрессора.

При любом режиме работы установки объемный расход пара из испарителя равен объемной подаче компрессора, т. е. должно удовлетворяться уравнение (4.9).

Для поршневых, ротационных и винтовых компрессоров при постоянной частоте вращения n=const V_t остается постоянной величиной. Коэффициент подачи компрессора λ возрастает при снижении отношения давлений $p_к/p_0$ и уменьшается при увеличении этого отношения.

При снижении массового расхода рабочего пара из испарителя $G<G'$ растет его удельный объем $v_1>v'_1$, что сопровождается снижением его давления $p_0<p'_0$ и повышением температуры $t_1<t'_1$.

Работа конденсатора. В конденсаторе осуществляются два последовательных процесса: охлаждение перегретого пара и его конденсация.

Конденсатор также можно условно считать состоящим из двух аппаратов, последовательно соединенных



Рис. 4.2. Ха
первичной *П*
верхности на
t_2 — температу
денсатор; $t_{в.з}$
чале зоны кон
сации; t_3 — те
де из конден
(вторичной) о
перед конденс
выходе из кон

по рабочем
среде (вод
Поверх
ра, равная
охлаждени
ции $F_{з.к}$, д
личина пос

$F_к = F_{з.о} + F$

Распред
лообмена
нами завис
ты. Работа
тора подчи
уравнению
На рис.
изменения
среды (раб
ной среды
щей воды)
грева конде
Суммар
конденсатор

$Q_к = Q_{з.о} + Q$

где $Q_{з.о}$ — н
ния; $Q_{з.к}$ —
сации.

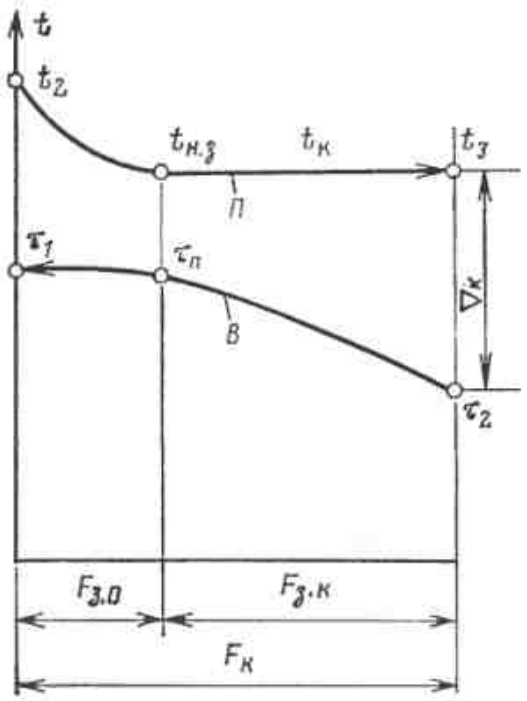


Рис. 4.2. Характер изменения температур первичной $П$ и вторичной $В$ сред вдоль поверхности нагрева конденсатора.

t_2 — температура рабочего агента на входе в конденсатор; $t_{н.з}$ — температура рабочего агента в начале зоны конденсации; $t_к$ — температура конденсации; $t_з$ — температура рабочего агента на выходе из конденсатора; τ_2, $\tau_п$, τ_1 — температуры (вторичной) охлаждающей среды: соответственно перед конденсатором, после зоны конденсации, на выходе из конденсатора.

по рабочему агенту и охлаждающей среде (воде, воздуху и т. п.).

Поверхность нагрева конденсатора, равная сумме поверхностей зоны охлаждения $F_{з.о}$ и зоны конденсации $F_{з.к}$, для данной установки величина постоянная:

$$F_к = F_{з.о} + F_{з.к} = \text{const}. \qquad (4.22)$$

Распределение поверхности теплообмена конденсатора между зонами зависит от режима его работы. Работа каждой зоны конденсатора подчиняется соответствующему уравнению (4.5) и (4.6).

На рис. 4.2 показан характер изменения температур первичной среды (рабочего агента) и вторичной среды (например, охлаждающей воды) вдоль поверхности нагрева конденсатора.

Суммарная тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_к = Q_{з.о} + Q_{з.к}, \qquad (4.23)$$

где $Q_{з.о}$ — нагрузка зоны охлаждения; $Q_{з.к}$ — нагрузка зоны конденсации.

Тепловая нагрузка зоны конденсации

$$Q_{з.к} = Gr = \varepsilon_{з.к} W_в (t_к - \tau_2) = W_в (\tau_п - \tau_2), \qquad (4.24)$$

где G — расход рабочего агента; r — теплота парообразования рабочего агента; $\varepsilon_{з.к}$ — безразмерная удельная тепловая нагрузка зоны конденсации; $W_в$ — эквивалент расхода вторичной среды, например охлаждающей воды.

Температура охлаждающей среды (воды) на входе в зону охлаждения

$$\tau_п = \tau_2 + \varepsilon_{з.к} (t_к - \tau_2). \qquad (4.25)$$

Тепловая нагрузка зоны охлаждения

$$Q_{з.о} = W_п (t_2 - t_к) = W_в (\tau_1 - \tau_п) = W_п \varepsilon_{з.о} (t_2 - \tau_п), \qquad (4.26)$$

где $\varepsilon_{з.о}$ — безразмерная удельная тепловая нагрузка зоны охлаждения; $W_п = Gc_p$.

Суммарная тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_к = \varepsilon_{з.о} W_п (t_2 - \tau_п) + \varepsilon_{з.к} W_в (t_к - \tau_2) = W_в (\tau_1 - \tau_2) = G (i_2 - i_3)^*. \qquad (4.27)$$

Температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора

$$\tau_1 = \tau_2 + Q_к / W_в. \qquad (4.28)$$

Основное количество тепла в конденсаторе снимается, как правило, в зоне конденсации.

Если пренебречь влиянием зоны охлаждения конденсатора, то при постоянном расходе охлаждающей воды тепловая нагрузка конденсатора для двух различных режимов, отличающихся расходом конденсирующегося пара G и G', температурой конденсации $t_к$ и $t_к'$ и температурой охлаждающей воды на

---

* Точки замера параметров t_2, i_2, t_3, i_3 (см. рис. 2.1).

входе в конденсатор τ_2 и τ'_2, может быть записана уравнениями:

$$Gr = \varepsilon_к W_в (t_к - \tau_2); \qquad (4.29а)$$

$$G'r = \varepsilon_к W_в (t'_к - \tau'_2). \qquad (4.29б)$$

Из совместного решения уравнений (4.29а) и (4.29б) следует:

$$(t'_к - \tau'_2)/(t_к - \tau_2) = G'/G, \qquad (4.30а)$$

т. е. максимальная разность температур в зоне конденсации прямо пропорциональна расходу конденсируемого агента.

Уравнение (4.30а) можно также представить в другой модификации

$$t_к = \tau_2 + (t'_к - \tau'_2)\, G/G'. \qquad (4.30б)$$

Зная температуру $t'_к$ и давление конденсации $p'_к$ при одном режиме работы конденсатора, можно на основе уравнения (4.30) приближенно рассчитать параметры процесса конденсации при других режимах.

В частном случае из уравнения (4.30) следует, что при постоянном расходе конденсирующегося пара $G = G' = \text{const}$ $t'_к - t_к = \tau'_2 - \tau_2$. Это значит, что в этих условиях повышение температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор вызывает изменение температуры конденсации на такое же значение.

Снижение массового расхода рабочего агента G вследствие прикрытия дроссельного вентиля приводит, как видно из уравнения (4.30), к снижению температуры конденсации. Соответственно падает и давление конденсации $p_к$.

При заданных массовом расходе рабочего агента через компрессор и конденсатор G', параметрах рабочего агента перед компрессором p'_0, t'_1, i'_1, параметрах охлаждающей среды на входе в конденсатор $W'_в$, τ'_2 расчет переменного режима компрессора и конденсатора заключается в определении параметров рабочего агента на выходе из компрессора p_2, t_2, i_2 и температуры конденсации $t_к$, при которых произведение $G(i_2 - i_3)$ равно тепловой нагрузке конденсатора.

Расчет производится в следующем порядке.

Задаются рядом значений давления в конденсаторе $p_к$. Для каждого из них определяют индикаторный КПД компрессора по формуле (3.36), а также энтальпию и температуру пара (i_2 и t_2) на нагнетательной стороне компрессора.

Для каждого значения $p_к$ вычисляют тепловую нагрузку зоны конденсации

$$Q_{з.к} = Gq_{з.к}, \qquad (4.31)$$

где $q_{з.к} = i_{зн} - i_з$; $i_{зн}$ — энтальпия рабочего агента в состоянии сухого насыщенного пара; $i_з$ — энтальпия жидкого рабочего агента после конденсатора (рис. 2.1).

Определяют безразмерную удельную тепловую нагрузку зоны конденсации

$$\varepsilon_{з.к} = Q_{з.к}/(W_в \nabla_к). \qquad (4.32)$$

Рассчитывают поверхность нагрева зоны конденсации

$$F_{з.к} = \varepsilon_{з.к} W_в / K_к (1 - 0{,}65\varepsilon_{з.к}). \qquad (4.33)$$

Вычисляют поверхность нагрева зоны охлаждения

$$F_{з.о} = F_к - F_{з.к}. \qquad (4.34)$$

Определяют эквивалент расхода рабочего агента в зоне охлаждения

$$W_п = Gc_p. \qquad (4.35)$$

Рассчитывают безразмерную удельную тепловую нагрузку зоны охлаждения $\varepsilon_{з.о}$ по формуле (4.5).

Находят температуру охлаждающей среды на выходе из зоны конденсации

$$\tau_п = \tau_2 + Q_{з.к}/W_в. \qquad (4.36)$$

На основе формулы (4.3) находят тепловую нагрузку зоны охлаждения

$$Q_{з.о} = \varepsilon_{з.о} W_п (t_2 - \tau_п). \qquad (4.37)$$

Вычисляют суммарную тепловую нагрузку, которая может быть передана от пара к охлаждающей воде в конденсаторе при предварительно выбранном давлении в конденсаторе $p_к$,

$$Q_к = Q_{з.к} + Q_{з.о}. \qquad (4.38)$$

Эту нагрузку сравнивают с количеством тепла, которое необходимо отвести при предварительно выбранном давлении конденсации $p_к$,

$$Q_к = G(i_2 - i_з),$$

где i_2 — энтальпия пара на входе в конденсатор; $i_з$ — энтальпия конденсата на выходе из конденсатора.

Если $Q_к = G(i_2 - i_з)$, то предварительно выбранное давление в конденсаторе $p_к$ не нуждается в уточнении. Если $Q_к < G(i_2 - i_з)$, это значит, что располагае-

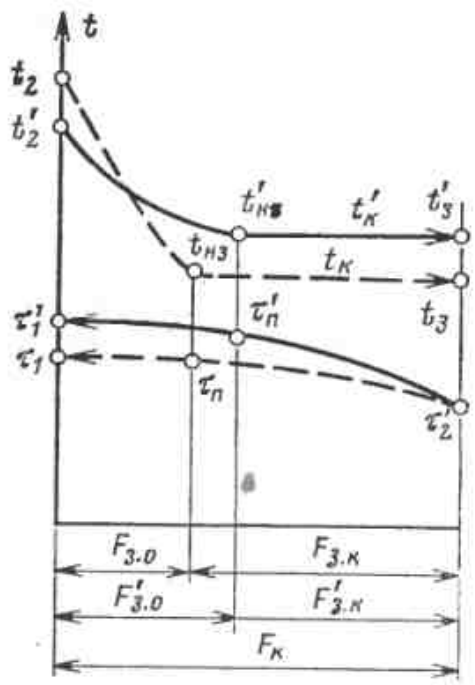


Рис. 4.3. Изменение температурного режима конденсатора при снижении давления в испарителе.

——— — исходный режим; — — — — режим снижения давления в испарителе; t'_2 — температура рабочего агента при исходном режиме на входе в конденсатор; t_2 — то же после снижения давления в испарителе; τ'_1, $\tau'_п$, τ'_2 — температуры охлаждающей среды при исходном режиме перед конденсатором, после зоны конденсации на выходе из конденсатора; τ_1, $\tau_п$, τ'_2 — то же после снижения давления в испарителе.

мая поверхность конденсатора недостаточна для конденсации заданного расхода пара при предварительно выбранном давлении $p_к$. В этом случае следует задаться более высоким давлением и повторить расчет.

Аналогично если $Q_к > G(i_2 — i_з)$, то действительное давление в конденсаторе ниже предварительно выбранного $p_к$. Расчет считается законченным, когда удовлетворяется равенство

$$Q_к = G(i_2 — i_з). \qquad (4.39)$$

Характер изменения температуры потоков рабочего агента и охлаждающей воды в конденсаторе при исходном и новом режимах показан на рис. 4.3.

Работа системы теплоснабжения. Если трансформатор тепла служит теплонасосной установкой, то снижение тепловой нагрузки конденсатора вследствие прикрытия дроссельного вентиля приводит к изменению теплового режима потребителей, снабжаемых теплом от этой установки.

Прикрытие дроссельного вентиля вызывает снижение тепловой нагрузки $Q_к$ конденсатора, а также температуры τ_1 горячей воды, поступающей из конденсатора в систему теплоснабжения.

Влияние τ_1 на тепловой режим потребителей тепла зависит от их характера и условий работы.

Если горячая вода используется для отопления зданий, то для поддержания стабильного теплового баланса в отапливаемых помещениях, характеризуемого постоянством внутренней температуры, температура τ_1 воды, поступающей в отопительные системы, должна удовлетворять зависимости

$$\tau_1 = t_в + \frac{q}{\varepsilon_{от} W_т}(t_в - t_н), \qquad (4.40)$$

где q — удельные теплопотери зданий, т. е. тепловые потери на 1°С разности внутренней и наружной температур; $\varepsilon_{от}$ — безразмерная тепловая нагрузка отопительной системы, $\varepsilon_{от}$ определяется по формуле (4.6), в которой $W_м = W_т$, а kF относится к установленной поверхности нагревательных приборов; $W_т$ — эквивалент расхода теплоносителя (горячей воды), поступающей в отопительную установку; $t_в$, $t_н$ — внутренняя и наружная температуры.

Возможность использования формулы (4.6) объясняется тем, что эквивалент расхода воздуха вдоль отопительных приборов может быть принят равным бесконечности, поскольку изменение его температуры незначительно.

Как видно из уравнения (4.40), при повышении наружной температуры $t_н$ должна также снижаться температура τ_1 воды, поступающей в систему отопления.

В установившемся состоянии связь между внутренней температурой отапливаемых помещений и параметрами теплоносителя, поступающего в отопительную систему, определяется уравнением

$$t_в = \frac{\varepsilon_{от} W_т \tau_1 / q + t_н}{\varepsilon_{от} W_т / q + 1}. \qquad (4.41)$$

Снижение температуры τ_1 перед отопительной системой вызывает

снижение температуры τ_2 воды после отопительной системы, т. е. снижение температуры воды, поступающей в конденсатор тепловой установки.

При установившемся режиме температура воды после системы отопления

$$\tau_2 = \varepsilon_{от} t_в + (1-\varepsilon_{от})\tau_1. \qquad (4.42)$$

Как видно из уравнения (4.42), снижение τ_1 приводит к снижению τ_2. Однако изменение τ_2 происходит медленнее, чем τ_1, так как $(1-\varepsilon_{от})<1$.

Такой непрерывный процесс продолжается до тех пор, пока не наступит тепловое равновесие между конденсатором и системой теплоснабжения.

Работа охладителя конденсата. Если после конденсатора включен охладитель конденсата, охлаждаемый внешней средой, то прикрытие дроссельного вентиля вызывает также некоторые изменения в работе охладителя.

Характеристика охладителя как конвективного теплообменного аппарата описывается уравнениями (4.3)—(4.5).

С прикрытием дроссельного вентиля тепловая нагрузка охладителя понижается по двум причинам:

а) снижается произведение $\varepsilon_{охл} W_м$ независимо от того, является ли $W_м$ эквивалентом расхода рабочего агента или охлаждающей воды;

б) уменьшается максимальная разность температур в охладителе $\nabla_{охл}$ из-за снижения температуры конденсации $t_к = t_3$.

Максимальная разность температур в охладителе (см. рис. 2.1)

$$\nabla_{охл} = t_3 - \tau_2, \qquad (4.43)$$

где t_3 — температура жидкого рабочего агента перед охладителем; τ_2 — температура охлаждающей воды перед охладителем.

Температура жидкого рабочего агента после охладителя

$$t_4 = t_3\left(1 - \frac{W_м}{W_п}\varepsilon_{охл}\right) + \frac{W_м}{W_п}\varepsilon_{охл}\tau_2, \qquad (4.44)$$

где $W_п$ — эквивалент расхода первичной среды, т. е. жидкого рабочего агента; $W_м$ — меньшее из значений эквивалентов расхода теплообменивающихся сред; $\varepsilon_{охл}$ — безразмерная удельная нагрузка охладителя.

Прикрытие дроссельного вентиля приводит к снижению температуры рабочего агента перед охладителем t_3. Как видно из уравнения (4.44), это вызывает также снижение температуры t_4 охлажденного агента. Однако снижение t_4 происходит медленнее, чем t_3.

Снижение температуры t_4, а следовательно, и энтальпии i_4 жидкого рабочего агента в свою очередь отражается на работе испарителя.

При снижении i_4 возрастает разность энтальпий $\delta i_п$ сухого насыщенного пара в испарителе и жидкого рабочего агента перед дроссельным вентилем, что в свою очередь, как видно из уравнения (4.17), приводит к некоторому повышению нагрузки испарителя Q_0.

Процесс перестройки параметров установки происходит до тех пор, пока не наступит равновесие во всех элементах системы.

Глава

Абсор

5.1. ПРИНЦ
АБСОРБЦИ
И УДЕЛЬНЫ

Проце
ния рабо
от объек
ляются в
маторах т
костных
ках. Одна
определяе
вышения
выполняем
компресси
тепла с
компрессо
сформатор
с помощь
мохимичес

Действ
прессора
нии экзоте
шения и
ления.

В абс
как прави
щества — р
(поглотите
нормальны
обладающ
вать при а
си с темпер
ператур см

Параме
приведены

Для п
ных транс
внешняя э
форме теп
установки
ются от ко
маторов те
вышения по
зуется боле
электрическ
гия.

Глава пятая

Абсорбционные трансформаторы тепла

5.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ИДЕАЛЬНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ УСТАНОВОК И УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТЕПЛА В НИХ

Процессы внутреннего охлаждения рабочего тела и отвода тепла от объекта охлаждения осуществляются в абсорбционных трансформаторах так же, как и в парожидкостных компрессионных установках. Однако существенное отличие определяется тем, что процесс повышения давления рабочего агента, выполняемый в парожидкостных компрессионных трансформаторах тепла с помощью механического компрессора, в абсорбционных трансформаторах тепла осуществляется с помощью так называемого термохимического компрессора.

Действие термохимического компрессора основано на использовании экзотермических процессов смешения и эндотермических — разделения.

В абсорбционных установках, как правило, применяются два вещества — рабочий агент и абсорбент (поглотитель), имеющие различные нормальные температуры кипения и обладающие свойством образовывать при адиабатном смешении смеси с температурой, отличной от температур смешиваемых веществ.

Параметры ряда таких веществ приведены в табл. 1.7 и 1.8.

Для привода в абсорбционных трансформаторах используется внешняя энергия, передаваемая в форме тепла; этим абсорбционные установки принципиально отличаются от компрессионных трансформаторов тепла, в которых для повышения потенциала тепла используется более ценный вид энергии — электрическая (механическая) энергия.

Абсорбционные трансформаторы тепла могут работать по двум различным схемам: повышающей и расщепляющей.

При работе по повышающей схеме в установке повышается потенциал тепла, подводимого на низком температурном уровне $T_н$, до более высокого температурного уровня $T_с$. Для выполнения работы используется внешний источник энергии в форме тепла, подводимого к установке на высоком температурном уровне $T_в > T_с$.

При работе по расщепительной схеме к установке подводится тепло с некоторой средней температурой $T_с$. Это тепло разделяется (расщепляется) в трансформаторе на два потока — высокого потенциала с температурой $T_в$ и низкого с температурой $T_н$. Как в первом, так и во втором случае $T_н < T_с < T_в$.

На рис. 5.1 показана принципиальная схема идеального повышающего абсорбционного трансформатора тепла.

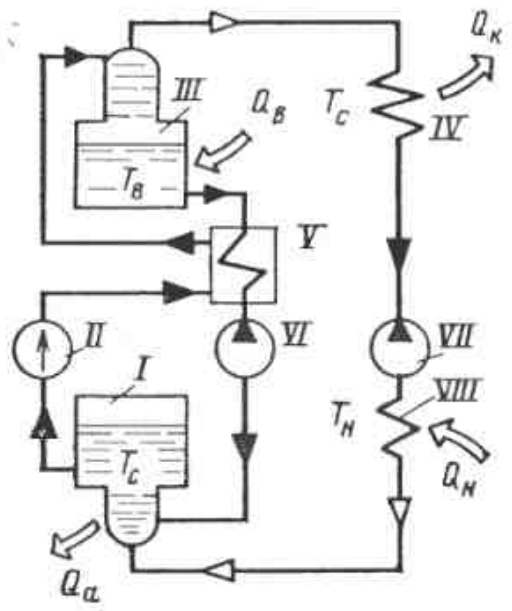


Рис. 5.1. Принципиальная схема идеального повышающего абсорбционного трансформатора тепла.

В испарителе *VIII* к рабочему агенту подводится тепло низкого потенциала $Q_н$ с температурой $T_н$. Рабочий агент кипит (испаряется) в испарителе при температуре $T_н$ и соответствующем ей давлении $p_н$. Пары рабочего агента поступают из испарителя в абсорбер *I* и поглощаются абсорбентом, поступающим из генератора *III* через теплообменник *V* и детандер *VI*.

Процесс абсорбции рабочего агента абсорбентом происходит при температуре $T_с > T_н$. Выделившаяся при этом теплота смешения $Q_а$ отводится из абсорбера при температуре $T_с$.

Образовавшийся в абсорбере жидкий раствор подается через теплообменник *V* с помощью насоса *II* из абсорбера *I*, находящегося под давлением $p_н$, в генератор *III*, находящийся под более высоким давлением $p_в$. В генераторе происходит выпаривание раствора за счет тепла $Q_в$, подводимого при температуре $T_в$. Раствор, поступивший в генератор, разделяется на два потока: паровой поток, получившийся в результате выпаривания рабочего агента, направляющийся в конденсатор *IV*, и жидкий поток абсорбента, направляющийся через теплообменник *V* и детандер *VI* в абсорбер. В теплообменнике абсорбент охлаждается с температуры $T_в$ до температуры $T_с$, передавая тепло раствору, который поступает из абсорбера в теплообменник с температурой $T_с$.

Пары рабочего агента, поступившие из генератора в конденсатор *IV*, конденсируются в нем при температуре $T_с$, при этом из конденсатора отводится тепло $Q_к$. Жидкий рабочий агент из конденсатора направляется через детандер *VII* в испаритель.

Для привода насоса, перекачивающего раствор из абсорбера в генератор, используется работа, полученная в детандерах.

В идеальном цикле работа, затраченная в насосе, равна механической энергии, вырабатываемой детандерами. Это объясняется тем, что объемный расход раствора через насос равен сумме объемных расходов рабочего агента и абсорбента через детандеры, а перепады давлений рабочего тела в детандерах одинаковы и равны по абсолютному значению повышению давления раствора в насосе.

Рассматриваемая идеальная установка обладает следующими особенностями:

1) в процессе кипения в генераторе производится полное разделение раствора, т. е. отделение паров рабочего агента от абсорбента;

2) во всех аппаратах установки — генераторе, конденсаторе, испарителе, абсорбере — процесс подвода и отвода тепла происходит изотермически;

3) во всех аппаратах установки отсутствуют внешние потери от необратимости.

Выведем уравнения для определения удельных энергозатрат в такой идеальной установке.

Тепловой баланс установки

$$Q_с = Q_н + Q_в = Q_а + Q_к, \qquad (5.1)$$

где $Q_с$ — суммарное количество отведенного или подведенного тепла; $Q_н$, $Q_в$ — количество тепла низкого и высокого потенциала, подведенного в испарителе и генераторе; $Q_а$, $Q_к$ — количество тепла, отведенного в абсорбере и конденсаторе.

Эксергетический баланс установки можно составить из условия, что в идеальном трансформаторе тепла $E_{вх} = E_{вых}$, так как потеря эксергии $\Sigma D = 0$ [формула (1.1)]:

$$E_н + E_в = E_а + E_к \qquad (5.2а)$$

или

$$Q_н \tau_{e,н} + Q_в \tau_{e,в} = (Q_н + Q_в) \tau_{e,с}. \qquad (5.2б)$$

Из совместного решения уравнений (5.2) и (1.7) выводятся выражения для определения удельных энергозатрат в идеальном повысительном трансформаторе тепла.

Удельный расход тепла высокого потенциала (в генераторе), отнесенный к единице тепла низкого потенциала (в испарителе),

$$э^а_н = \frac{Q_в}{Q_н} = \frac{1/T_н - 1/T_с}{1/T_с - 1/T_в}. \qquad (5.3)$$

По уравнению (5.3) можно определить удельный расход тепла на получение единицы холода в идеальной абсорбционной холодильной установке.

Аналогично находится удельный расход энергии в тепловом насосе, в котором путем использования теп-

ла $Q_в$ высокого потенциала, подведенного в генератор на температурном уровне $T_в$, и тепла $Q_н$ низкого потенциала, подведенного в испаритель на температурном уровне $T_н$, вырабатывается полезное тепло $Q_с$, которое выводится из конденсатора и абсорбера установки на температурном уровне $T_с$:

$$э^а_с = \frac{Q_э}{Q_с} = \frac{Q_в}{Q_в + Q_н} = \frac{1/T_н - 1/T_с}{1/T_н - 1/T_в}. \quad (5.4)$$

Уравнения (5.3) и (5.4) показывают, что удельный расход тепла высокого потенциала в идеальном абсорбционном повышающем трансформаторе зависит только от температурных уровней источника и приемника тепла.

Удельные расходы эксергии на единицу полученного холода в идеальных установках компрессионного и абсорбционного типа должны, естественно, быть одинаковыми.

Действительно, удельный расход работы в компрессионной установке, равный удельному расходу эксергии, который мы обозначим $e^к_н$, определяется по формуле (1.31). Поскольку в данном случае температурный уровень отвода тепла из установки обозначен через $T_с$, то выражение для удельного расхода эксергии в идеальной компрессионной установке принимает вид:

$$e^к_н = э^к_н = \frac{T_с}{T_н} - 1 = \frac{T_с - T_н}{T_н} = \frac{1/T_н - 1/T_с}{1/T_с}. \quad (5.5а)$$

Удельный расход эксергии тепла высокого потенциала $T_в$ на выработку холода в идеальной абсорбционной установке

$$e^а_{q,н} = э^а_н \tau_{e,в}. \quad (5.5б)$$

Поскольку в данном случае $\tau_{e,в} = 1 - T_с/T_в$, то

$$e^а_{q,н} = \frac{T_с - T_н}{T_н} = \frac{1/T_н - 1/T_с}{1/T_с} = e^к_н. \quad (5.5в)$$

Из уравнения (5.5в) следует, что при одинаковых температурных уровнях $T_н = \text{const}$ и $T_с = \text{const}$ удельный расход эксергии тепла высокого потенциала в идеальной абсорбционной холодильной установке равен удельному расходу работы в идеальной компрессионной холодильной установке.

Из уравнений (5.3) и (5.5) видно, что удельный расход тепла высокого потенциала $э^а_н$ зависит от температурного уровня этого тепла $T_в$, в то время как его удельный расход эксергии $e^а_{q,н}$ не зависит от температурного уровня $T_в$. Это объясняется тем, что в рассматриваемых условиях коэффициент работоспособности тепла высокого потенциала

$$\tau_{e,в} = 1 - \frac{T_с}{T_в} = \frac{T_в - T_с}{T_в} = \frac{1/T_с - 1/T_в}{1/T_с}.$$

Поэтому значение $T_в$ прямо противоположно влияет на значения $э^а_н$ и $\tau_{e,в}$.

Значение $e^а_{q,н}$ остается неизменным.

Удельный расход эксергии $e^а_{q,н}$ уменьшается при повышении температурного уровня $T_н$ и снижении температурного уровня $T_с$. При $T_н = T_с$ $e^а_{q,н} = 0$, так как в этих условиях по существу отпадает задача трансформации тепла. Наоборот, при $T_н \to 0$ удельный расход эксергии $e^а_{q,н} \to \infty$.

На рис. 5.2 показана принципиальная схема расщепляющего

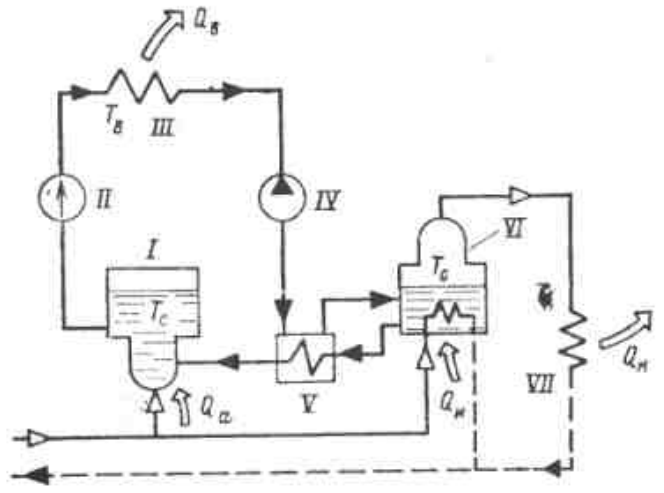


Рис. 5.2. Принципиальная схема идеального расщепляющего абсорбционного трансформатора тепла.

абсорбционного трансформатора тепла.

Водяной пар среднего давления с температурой $T_с$ подается в абсорбер *I*, где он поглощается (адсорбируется) абсорбентом, поступающим из испарителя *VI* через теплообменник *V*. Процесс абсорбции происходит экзотермически. В результате абсорбции получается смесь с повышенной температурой. Жидкая смесь насосом *II* перекачивается в генератор *III*, в котором тепло от нее передается через поверхность нагрева кипящей воде. В генераторе вырабатывается водяной пар с температурой $T_в > T_с$, который отводится для использования.

Смесь из генератора подается для выпаривания через детандер *IV* и теплообменник *V* в испаритель *VI*, куда поступает также водяной пар среднего давления, который передает кипящей смеси тепло, а сам конденсируется. В результате выпаривания смесь разделяется на водяной пар и абсорбент. Водяной пар поступает в конденсатор *VII* и конденсируется при температуре $T_в$ вследствие отдачи тепла $Q_в$. Абсорбент поступает из испарителя через теплообменник в абсорбер. Конденсат водяного пара возвращается на станцию.

Для привода насоса *II* используется энергия, полученная в детандере *IV*.

Работа идеального абсорбционного трансформатора тепла может быть описана следующими уравнениями:

уравнение теплового баланса

$$Q_с = Q_а + Q_и = Q_н + Q_в, \qquad (5.6)$$

где $Q_н$, $Q_в$ — количество тепла, отведенного соответственно из конденсатора и генератора установки; $Q_а$, $Q_и$ — количество тепла, подведенного соответственно к абсорберу и испарителю;

уравнение эксергетического баланса

$$Q_с \tau_{e,с} = Q_в \tau_{e,в} + Q_н \tau_{e,н}. \qquad (5.7)$$

Значения коэффициентов работоспособности тепла τ_e определяются по формуле (1.7).

Из совместного решения уравнений (5.6) и (5.7) выводится выражение для расчета удельного расхода тепла среднего потенциала для получения единицы тепла высокого потенциала в идеальном процессе расщепляющей трансформации

$$э^а_в = \frac{Q_с}{Q_в} = \frac{1/T_н - 1/T_в}{1/T_н - 1/T_с}. \qquad (5.8)$$

Удельный расход эксергии тепла среднего потенциала на единицу тепла высокого потенциала в идеальном абсорбционном расщепляющем трансформаторе

$$e^а_{q,в} = э^а_в \tau_{e,с} = \frac{1/T_н - 1/T_в}{1/T_н}. \qquad (5.9)$$

5.2. СХЕМА И ПРОЦЕСС РАБОТЫ РЕАЛЬНЫХ АБСОРБЦИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Абсорбционные трансформаторы тепла выполняются большей частью одноступенчатыми, хотя принципиально осуществимы и многоступенчатые установки.

Многоступенчатые установки сложнее и дороже одноступенчатых, поэтому применение многоступенчатых, например двухступенчатых, установок может быть оправдано только в том случае, когда температурный уровень $T_в$ тепла, используемого для работы трансформатора, недостаточен для осуществления требуемой трансформации тепла с $T_н$ до $T_с$.

На рис. 5.3 показаны схема одноступенчатого повысительного абсорбционного трансформатора тепла и процесс его работы в *i*, ξ-диаграмме.

Использование *i*, ξ-диаграммы значительно облегчает расчет и анализ процессов работы абсорбционных трансформаторов тепла.

На оси абсцисс *i*ξ-диаграммы отложена массовая концентрация ξ легкокипящего компонента в растворе, т. е. отношение массы легкокипящего компонента, обычно рабочего агента, к массе раствора; на оси ординат — удельная энтальпия раствора *i*.

Две верхние пограничные кривые *П*, нанесенные на рис. 5.3,*б*, показывают состояние сухого насыщенного пара над кипящим жидким раствором при двух давлениях:

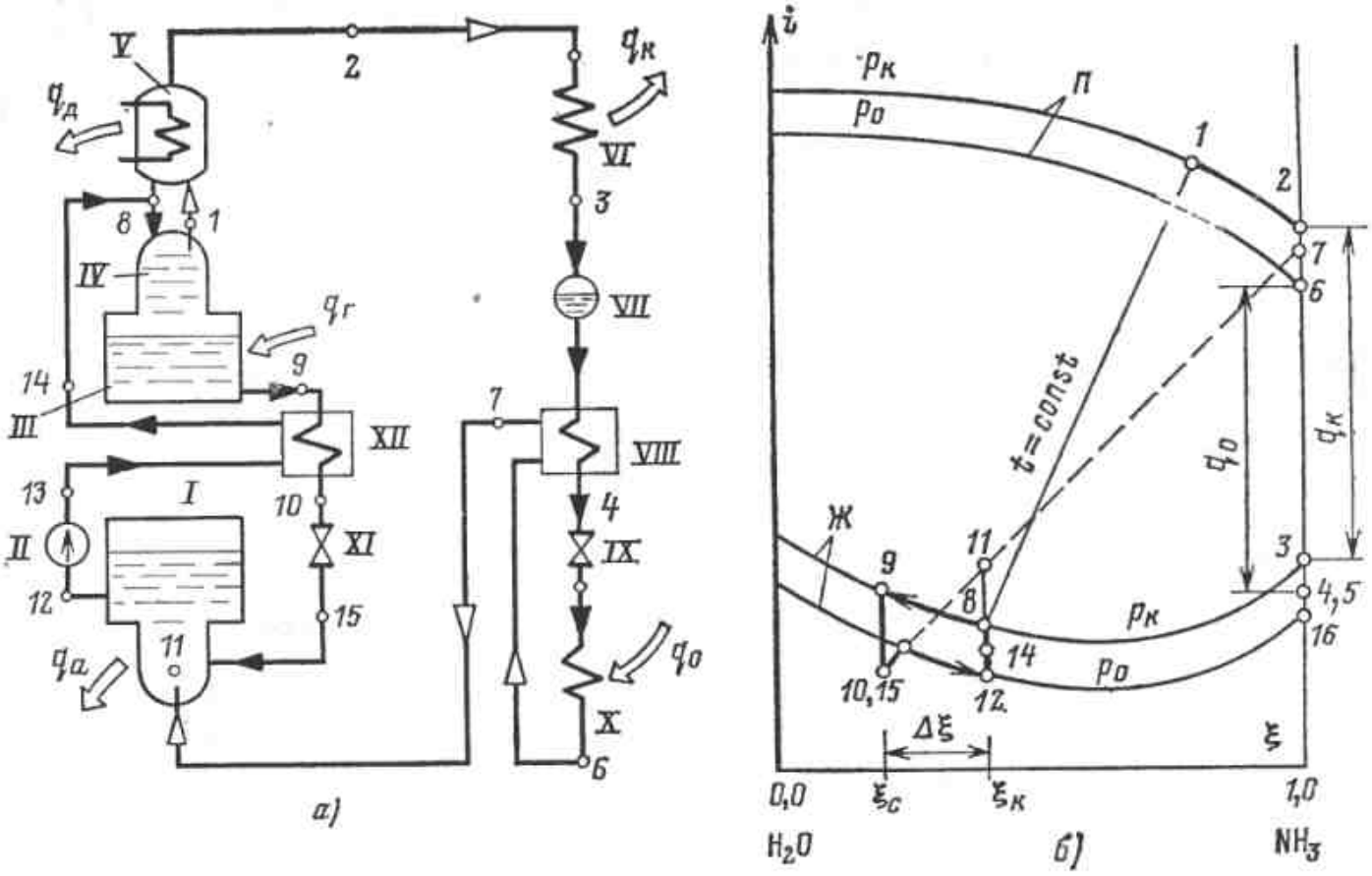


Рис. 5.3. Схема одноступенчатого абсорбционного повышающего трансформатора тепла (*а*) и процесс его работы на *i*, ξ-диаграмме (*б*).

$p_к$ — в генераторе и конденсаторе и p_0 — в испарителе и абсорбере. Две нижние пограничные кривые *Ж* на диаграмме показывают состояние кипящей жидкости при тех же давлениях $p_к$ и p_0. Между верхними и нижними пограничными кривыми находится область влажного пара при давлениях соответственно $p_к$ и p_0.

Равновесие между кипящей жидкостью и сухим насыщенным паром при любом давлении p определяется изотермой, соединяющей соответствующие точки на пограничных кривых, относящихся к этому давлению. Такой изотермой является, например, прямая *1-8*, соединяющая точку *1* сухого насыщенного пара и точку *8* кипящей жидкости, относящиеся к одному и тому же давлению и имеющие одну и ту же температуру.

Установка работает следующим образом. К ректификационной колонне *IV* подводится из абсорбера *I* крепкий раствор давлением $p_к$, т. е. раствор повышенной концентрации в состоянии *14*, представляющий собой смесь рабочего агента и абсорбента с концентрацией $\xi_к$. Этот раствор проходит через ректификационную колонну. В результате тепломассообмена между раствором и противоточно движущимся паром концентрация легкокипящего компонента в паре повышается, а в жидком растворе — снижается. Затем раствор стекает в генератор *III*, где производится выпаривание из него легкокипящего компонента путем подвода тепла извне. Содержание рабочего агента в жидкой фазе раствора при этом сильно уменьшается, и раствор из крепкого превращается в слабый (по концентрации легкокипящего компонента).

Изменение состояния раствора в ректификационной колонне и генераторе изображено на *i*, ξ-диаграмме линией *14-8-9*.

Подогрев крепкого раствора до состояния кипения происходит по линии *14-8* при постоянной концентрации ξ. При дальнейшем подводе тепла раствор кипит. Состояние жидкого раствора в процессе кипе-

ния изменяется по линии *8-9*. При этом температура раствора возрастает от t_8 до t_9, а концентрация его снижается с $\xi_к$ до $\xi_с$.

В процессе кипения раствор переходит частично в пар. Концентрация полученного пара зависит от концентрации кипящей жидкости, с которой он находится в равновесии, а также от термодинамических свойств кипящего раствора, характеризуемых разностью Δt_s нормальных температур абсорбента и рабочего агента*. Как правило, концентрация $\xi_п$ пара выше концентрации $\xi_ж$ кипящей жидкости: $\xi_п > \xi_ж$.

При кипении растворов, у которых значение Δt_s невелико, например водоаммиачного раствора, по мере снижения концентрации кипящей жидкости с $\xi_к$ до $\xi_с$ снижается концентрация получаемого пара, хотя неравенство $\xi_п > \xi_ж$ сохраняется.

Для повышения концентрации пар направляется из генератора в ректификационную колонну, представляющую собой вертикальный цилиндр, внутри которого установлены ректификационные тарелки, или насадка из колец или то и другое вместе. Пар в колонне проходит противотоком к крепкому раствору.

В процессе тепломассообмена между паром и крепким раствором, происходящего на тарелках или в насадке, пар передает тепло раствору и охлаждается, а крепкий раствор нагревается.

При отводе тепла от пара из него выпадает жидкость (флегма), концентрация которой по легкокипящему компоненту меньше концентрации пара, а при нагревании крепкого раствора из него выделяется пар, концентрация которого по легкокипящему компоненту больше концентрации жидкого раствора.

В результате тепломассообмена, осуществляемого между паром и жидкостью в ректификационной колонне, концентрация легкокипящего компонента, т. е. рабочего агента, возрастает в паре и снижается в жидкости.

На рис. 5.3,*б* состояние пара, выходящего из ректификационной колонны, обозначено точкой *1*. Этот пар практически находится в равновесии (на одной изотерме) с кипящим крепким раствором (точка *8*).

Из ректификационной колонны пар в состоянии *1* поступает в дефлегматор *V*, где дополнительно охлаждается путем отвода от него тепла через поверхность с помощью холодной воды, холодного крепкого раствора или другой среды. Выделяющаяся из пара флегма течет вниз навстречу пару.

Концентрация рабочего агента в паре повышается, а его температура понижается. Чем глубже охлаждается пар в дефлегматоре, тем больше выпадает флегмы и выше концентрация пара после дефлегматора. Одновременно возрастают удельный отвод тепла в дефлегматоре и удельный расход тепла в генераторе на единицу расхода рабочего пара, поступающего из дефлегматора в конденсатор.

Довести концентрацию в дефлегматоре до единицы, т. е. получить после дефлегматора идеально чистый пар, без примеси абсорбента, теоретически невозможно, так как для этой цели пришлось бы сконденсировать в дефлегматоре весь пар. Поэтому концентрацию пара в дефлегматоре доводят до значения, отличающегося от единицы на доли процента.

Температура пара после дефлегматора при этом обычно весьма незначительно отличается от температуры конденсации чистого вещества при данном давлении.

Чем выше концентрация пара по рабочему агенту, тем ближе к изотермическому процесс кипения (испарения) конденсата этого пара в испарителе.

Основное отличие процесса дефлегмации от процесса ректификации заключается в том, что первый осу-

---

* См. табл. 1.7 и 1.8.

ществляется с отводом тепла на всех уровнях процесса, а второй происходит адиабатно [26].

На рис. 5.3,*б* изменение состояния пара в дефлегматоре изображено кривой *1-2*.

Генератор, ректификационная колонна и дефлегматор обычно компонуются вместе таким образом, чтобы было обеспечено естественное движение пара вверх, а флегмы и крепкого раствора — вниз.

После дефлегматора пар поступает в конденсатор *VI*. В результате внешнего отвода тепла пар превращается в жидкость. На рис. 5.3,*б* процесс конденсации изображен отрезком прямой *2-3*. Из конденсатора жидкий рабочий агент в состоянии *3* поступает в ресивер *VII*, необходимый для регулирования работы установки при переменных режимах, затем в охладитель *VIII*, где дополнительно охлаждается парообразным рабочим агентом, направляющимся из испарителя *X* в абсорбер *I*. Такое охлаждение возможно потому, что температура пара после испарителя в точке *6* ниже температуры рабочего агента после ресивера $t_6 < t_3$. Процесс охлаждения рабочего агента в охладителе изображен в i, ξ-диаграмме отрезком *3-4*. В состоянии *4* охлажденный жидкий рабочий агент поступает в дроссельный вентиль *IX*, при прохождении через который его энтальпия и концентрация не изменяются. Поэтому точки *4* и *5* на i, ξ-диаграмме совпадают. Однако при этом изменяется давление рабочего агента с $p_к$ до p_0. Поэтому состояния *4* и *5* относятся к разным пограничным кривым. В состоянии *4* рабочий агент представляет собой жидкость, так как точка *4* находится ниже кривой кипящей жидкости при давлении $p_к$, а в состоянии *5* — смесь пара и жидкости, так как точка *5* находится выше кривой кипящей жидкости при давлении p_0.

Массовые доли пара и жидкости в смеси, изображенной точкой *5*, могут быть найдены по i, ξ-диаграмме на основе правила рычага: точка смеси (в данном случае *5*) делит отрезок изотермы между верхней и нижней пограничными кривыми (в данном случае отрезок *6-16*) на участки, обратно пропорциональные массовым долям пара и жидкости в смеси.

В данном случае отношение массы пара $G_п$ к массе жидкости $G_ж$ в смеси определяется отношением

$$G_п/G_ж = (i_5 - i_{16})/(i_6 - i_5).$$

После дроссельного вентиля *IX* рабочий агент в состоянии *5* поступает в испаритель, где в результате подвода тепла извне он превращается в сухой насыщенный пар (отрезок *5-6* на i, ξ-диаграмме).

В состоянии *6* рабочий пар поступает в охладитель, где перегревается за счет тепла, подведенного к нему от жидкого рабочего агента (отрезок *6-7*), а затем в состоянии *7* — в абсорбер.

В абсорбере происходит смешение паров рабочего агента со слабым раствором, попадающим в абсорбер в состоянии *15*. При адиабатном смешении пара и жидкого раствора состояние смеси в i, ξ-диаграмме определяется как точка пересечения прямой, соединяющей исходные состояния пара и раствора, с ординатой, соответствующей концентрации полученной смеси.

В данном случае состояние смеси при адиабатном смешении определяется точкой *11*, являющейся точкой пересечения прямой *7-15* с ординатой $\xi_к$.

Как видно из рис. 5.3,*б*, точка *11* находится между верхней и нижней пограничными кривыми для давления p_0, следовательно, смесь в этом состоянии представляет собой влажный пар. Для превращения влажного пара в жидкий крепкий раствор из абсорбера отводится тепло. Процесс отвода тепла от влажного пара изображается в $i\xi$-диаграмме прямой *11-12*. Крепкий раствор в состоянии точки *12* выходит из абсорбера и подается насосом *II*

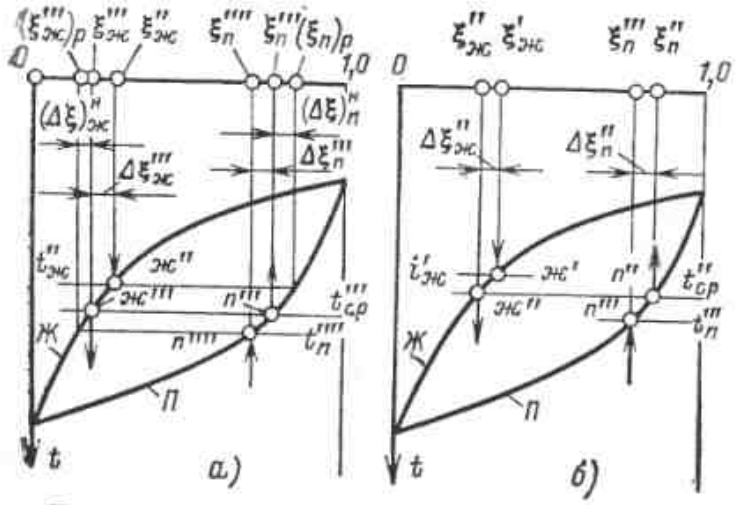


Рис. 5.4. Процесс ректификации на t,ξ-диаграмме.

через теплообменник *XII* в ректификационную колонну. Процесс подогрева крепкого раствора в теплообменнике изображается отрезком *12-14*. Противотоком к крепкому раствору через теплообменник проходит слабый раствор. Процесс охлаждения слабого раствора в теплообменнике изображается отрезком *9-10*. После теплообменника раствор подается через дроссельный вентиль *XI* в абсорбер, а крепкий раствор поступает в ректификационную колонну *IV*. Применение теплообменника позволяет использовать слабый раствор для подогрева крепкого. Благодаря этому снижаются удельный подвод тепла в генераторе и соответственно удельный отвод тепла из абсорбера. Поэтому по условиям тепловой экономичности целесообразно осуществлять теплообмен между крепким и слабым растворами в теплообменнике возможно полнее.

Однако температура крепкого раствора после теплообменника не должна превышать температуру его кипения при давлении в генераторе, т. е. энтальпия точки *14* не должна превышать энтальпию точки *8* (рис. 5.3,*б*), т. е. $i_{14} \leqslant i_8$ или $t_{14} \leqslant t_8$.

Если это условие не выдерживается, то в результате кипения крепкого раствора снижается концентрация жидкости, поступающей на верхнюю тарелку ректификационной колонны, а это в свою очередь приводит к снижению концентрации пара, поступающего в дефлегматор, увеличению удельного отвода тепла из него и повышению удельного расхода тепла в генераторе.

В том случае, когда при указанном условии $t_{14} \leqslant t_8$ тепло слабого раствора не может быть достаточно полно использовано в теплообменнике для подогрева крепкого раствора, тепловая экономичность абсорбционных установок может быть повышена за счет частичного использования тепла слабого раствора для генерации пара.

Схема процесса ректификации изображена на рис. 5.4. Здесь в координатах t, ξ линиями *П* и *Ж* показаны равновесные кривые пара и жидкости при давлении в генераторе $p_к$. Ось координат направлена вниз по направлению возрастания температуры в ректификаторе. Точки пересечения кривых *П* и *Ж* с любой изотермой (горизонтальной прямой) показывают равновесные концентрации пара и жидкости при данной температуре.

На рис. 5.4,*а* в качестве примера изображен схематически процесс ректификации на третьей (сверху) тарелке четырехтарельчатой ректификационной колонны. Жидкий раствор поступает на третью тарелку сверху со второй тарелки в состоянии $Ж''$ с температурой $t''_ж$ и концентрацией $\xi''_ж$. Пар поступает на третью тарелку снизу с четвертой тарелки в состоянии $П''''$ с температурой $t''''_п$ и концентрацией $\xi''''_п$. В результате тепломассообмена между жидкостью и паром на тарелке устанавливается равновесное состояние при некоторой средней температуре $t'''_{ср}$. При этом равновесии состояние пара определяется точкой $П'''$ с концентрацией $\xi'''_п > \xi''''_п$, а состояние жидкости — точкой $Ж'''$ с концентрацией $\xi'''_ж < \xi''_ж$. Таким образом, в результате контакта между жидким раствором и паром на третьей тарелке концентрация пара повысилась на $\Delta\xi'''_п = \xi'''_п - \xi''''_п$, а концентрация жидкости снизилась на $\Delta\xi'''_ж = \xi''_ж - \xi'''_ж$.

Пар с третьей тарелки проходит вверх и поступает на вторую тарелку. На второй тарелке происходит аналогичный процесс (рис. 5.4,*б*). При прочих равных условиях потери от неравновесности ректификации $(\Delta\xi)^п_п$ и $(\Delta\xi)^п_ж$, представляющие собой разности концентраций при идеальной и действительной ректификации, снижаются с увеличением количества тарелок или поверхности насадки.

При достаточных числе тарелок или поверхности насадки из верхней точки

ректификационной колонны отводится пар с концентрацией, очень близкой к равновесной концентрации крепкого раствора, поступающего на эту колонну.

Основное отличие схемы и процесса реального абсорбционного трансформатора тепла от идеального определяется четырьмя факторами, приводящими к потерям эксергии.

1. В генераторе реальной установки не происходит полного отделения паров рабочего агента от абсорбента, что вызывает необходимость установки после генератора специальных устройств — ректификационной колонны и дефлегматора — для обогащения паров рабочего агента. Процесс обогащения вызывает дополнительный расход тепла на работу установки. Из-за неполного разделения рабочего агента и абсорбента в генераторе в абсорбер поступает не чистый абсорбент, а слабый раствор рабочего агента в абсорбенте, отчего возрастает количество тепла, отводимого из абсорбера, на единицу полезной производительности установки.

Совершенство процесса разделения рабочего агента и абсорбента в генераторе в значительной мере зависит от разности нормальных температур абсорбента и рабочего агента Δt_s (табл. 1.7). Чем больше Δt_s, тем совершеннее может быть организован процесс разделения.

В генераторе абсорбционных установок удается практически полностью разделить такие растворы, как смесь воды и бромистого лития $H_2O+LiBr$ с $\Delta t_s=1412°C$ или смесь воды и едкого натра $H_2O+NaOH$ с $\Delta t_s=1290°C$. Наоборот, не разделяются полностью такие растворы, как водоаммиачный H_2O+NH_3, у которого $\Delta t_s=133°C$.

2. В абсорбере и генераторе реальной установки процесс подвода и отвода тепла, как правило, происходит не изотермически. В процессе подвода тепла в генератор температура кипящего раствора растет по мере снижения его концентрации. При отводе тепла из абсорбера температура охлаждаемого раствора снижается по мере повышения его концентрации.

3. В реальной установке детандеры заменены дроссельными вентилями. Такая замена упрощает установку, но приводит к увеличению удельного расхода эксергии на трансформацию тепла. Одним из методов снижения потерь, вызванных заменой детандера на линии жидкого рабочего агента дроссельным вентилем, служит установка охладителя.

Охлаждение жидкого рабочего агента увеличивает съем тепла в испарителе на единицу расхода рабочего агента, благодаря чему несколько снижается удельный расход эксергии на единицу трансформируемого тепла.

4. Во всех аппаратах реальной установки существуют потери из-за необратимого теплообмена между греющей и нагреваемой средами. Из-за указанных обстоятельств в реальных абсорбционных установках удельный расход эксергии на трансформацию тепла выше, чем удельный расход эксергии в идеальных установках, определяемый уравнениями (5.6)—(5.8).

Коэффициент полезного действия абсорбционной установки определяется отношением удельных расходов эксергии на трансформацию тепла в идеальной абсорбционной установке $e^a_{q,н}$ и реальной $e^a_{q,х}$ при одних и тех же температурных уровнях теплоприемника и теплоотдатчика.

Коэффициент полезного действия абсорбционной холодильной установки

$$\eta^a_{e,х}=e^a_{q,н}/e^a_{q,х}. \qquad (5.10)$$

Коэффициент полезного действия абсорбционной теплонасосной установки

$$\eta^a_{e,\,т.н}=e^a_{q,\,с}/e^a_{q,\,тн}. \qquad (5.11)$$

Коэффициент полезного действия абсорбционного расщепительного

трансформатора

$$\eta^{a}_{e,\,р.т} = e^{a}_{q,\,в}/e^{a}_{q,\,р.т}, \qquad (5.12)$$

где $e^{a}_{q,\,х}$, $e^{a}_{q,\,т.н}$, $e^{a}_{q,\,р.т}$ — удельные расходы эксергии тепла в реальных установках.

5.3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ АБСОРБЦИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Основная задача расчета состоит в определении расхода рабочего агента и раствора, производительности отдельных элементов установки, расхода эксергии и энергии на трансформацию тепла и КПД установки.

Рассмотрим методику расчета на примере водоаммиачных абсорбционных холодильных установок.

Для расчета установки должны быть заданы (рис. 5.3):

1) холодопроизводительность Q_0;
2) температура теплоотдатчика (объекта охлаждения) $t_н$;
3) температура охлаждающей среды $t_с$;
4) температурный уровень $t_в$ внешнего источника тепла (греющей среды), используемого для работы трансформатора тепла;
5) рабочий агент и абсорбент;
6) схема установки.

Задаются значениями меньшей конечной разности температур между греющей и нагреваемой средами в испарителе $\Delta t_и$, конденсаторе $\Delta t_к$, абсорбере $\Delta t_а$, генераторе $\Delta t_г$, охладителе рабочего агента $\Delta t_{охл}$, теплообменнике раствора $\Delta t_{то}$ или выбирают их на основе технико-экономических расчетов. Задаются значением превышения температуры пара после дефлегматора над температурой конденсации $\Delta t_д$.

Вычисляют температуры испарения и конденсации

$$t_0 = t^{*}_{н2} - \Delta t_и; \qquad (5.13а)$$

$$t_к = t_{с.к1} + \Delta t_к, \qquad (5.13б)$$

где $t_{н2}$ — температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя; $t_{с.к1}$ — температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора.

Определяют давление p_0 в испарителе и абсорбере, $p_к$ — в конденсаторе и генераторе.

Находят температуру крепкого раствора на выходе из абсорбера

$$t_{12} = t_{с.а2} + \Delta t_а, \qquad (5.14)$$

где $t_{с.а2}$ — температура охлаждающей среды на входе в абсорбер.

По давлению p_0 и температуре крепкого раствора t_{12} определяют концентрацию крепкого раствора $\xi_к$ по термодинамическим таблицам или диаграммам раствора.

Определяют температуру слабого раствора на выходе из генератора

$$t_9 = t_{в1} - \Delta t_г, \qquad (5.15)$$

где $t_{в1}$ — температура греющей среды на входе в генератор.

По давлению $p_к$ и температуре слабого раствора t_9 определяют концентрацию слабого раствора $\xi_с$, пользуясь i, ξ-диаграммой или таблицами раствора.

При расчете состояние агента в отдельных точках схемы и ход процесса наносят на i, ξ-диаграмму (рис. 5.3).

Определяют кратность циркуляции, т. е. отношение массового расхода крепкого раствора к массовому расходу пара из дефлегматора,

$$f = G_к/G_п = G_{12}/G_2 = (\xi_п - \xi_с)/(\xi_к - \xi_с) = (\xi_2 - \xi_9)(\xi_{12} - \xi_9), \qquad (5.16)$$

где $G_к = G_{12}$ и $G_п = G_2$ — массовые расходы крепкого раствора и пара; $\xi_п = \xi_2$ — концентрации рабочего пара после дефлегматора; при правильно организованной дефлегмации и ректификации $\xi_п = \xi_2 \approx 1{,}0$; $\xi_к = \xi_{12}$ — концентрация крепкого раствора; $\xi_с = \xi_9$ — концентрации слабого раствора.

Вычисляют массовый расход слабого раствора на единицу массового расхода пара

$$(f-1) = G_с/G_п = G_9/G_2 = (\xi_п - \xi_к)/(\xi_к - \xi_с) = (\xi_2 - \xi_{12})/(\xi_{12} - \xi_9), \qquad (5.17)$$

где $G_с = G_9$ — массовый расход слабого раствора.

Находят удельный отвод флегмы из дефлегматора, т. е. отношение массового расхода флегмы к массовому расходу пара на выходе из дефлегматора,

$$\varphi = G_ф/G_п = G_8/G_2 = (\xi_п - \xi_{п.ф})/(\xi_{п.ф} - \xi_ф) = (\xi_2 - \xi_1)/(\xi_1 - \xi_8), \qquad (5.18)$$

где $\xi_ф = \xi_8$ — концентрация флегмы на выходе из дефлегматора; $\xi_{пф} = \xi_1$ — концентрация пара, равновесного флегме.

Определяют теплоту дефлегмации, т. е. отвод тепла из дефлегматора на единицу массового расхода пара из дефлегматора,

$$q_д = (i_1 - i_2) + \varphi(i_1 - i_8), \qquad (5.19)$$

где i_1, i_2, i_8 — энтальпия пара перед и после дефлегматора и флегмы после дефлегматора.

---

* Здесь и далее индекс 1 после буквенного индекса относится к теплому концу аппарата, а индекс 2 — к холодному (по температурам теплоносителя).

Определяют энтальпию пара i_2 по температуре t_2, которая должна немного (примерно на $\Delta t_д$) превышать температуру конденсации чистого агента при давлении $p_к$, обычно принимается $\Delta t_д = 5 \div 10°C$.

Рассчитывают удельную теплоту генерации, т. е. расход тепла в генераторе на единицу массового расхода пара,

$$q_г = (i_1 - i_9) + f(i_9 - i_{14}) + \varphi(i_1 - i_8), \qquad (5.20)$$

где i_{14}, i_8, i_9 — удельная энтальпия соответственно раствора перед генератором и в состоянии кипения при давлении $p_к$ и слабого раствора на выходе из генератора.

Вычисляют теплоту конденсации, т. е. отвод тепла из конденсатора на единицу массового расхода пара,

$$q_к = i_2 - i_3, \qquad (5.21)$$

где i_3 — энтальпия конденсата рабочего агента после конденсатора.

Определяют температуру рабочего пара после охладителя

$$t_7 = t_3 - \Delta t_{охл}, \qquad (5.22)$$

где t_3 — температура жидкого рабочего агента после конденсатора.

Вычисляют удельную тепловую нагрузку охладителя на единицу массового расхода пара

$$q_{охл} = i_7 - i_6, \qquad (5.23)$$

где i_7 и i_6 — удельная энтальпия пара после охладителя и до него соответственно.

Находят энтальпию пара i_7 по давлению пара $p_к$ и его температуре t_7.

Определяют энтальпию жидкого рабочего агента перед дроссельным вентилем *IX*

$$i_4 = i_3 - q_{охл}. \qquad (5.24)$$

Вычисляют удельную массовую холодопроизводительность рабочего агента

$$q_0 = i_6 - i_4. \qquad (5.25)$$

Предварительно определяют температуру слабого раствора после теплообменника $t_{10} = t_{12} + \Delta t_{то}$.

Находят энтальпию i_{10} слабого раствора по концентрации $\xi_с = \xi_{10}$ и температуре t_{10}.

Определяют энтальпию крепкого раствора на входе в генератор, пренебрегая при этом приростом энтальпии крепкого раствора в насосе вследствие малого значения этой величины, т. е. из условия $i_{13} = i_{12}$,

$$i_{14} = i_{12} + \frac{f-1}{f}(i_9 - i_{10}) \leqslant i_8, \qquad (5.26а)$$

где i_{12} — энтальпия крепкого раствора после абсорбера.

Неравенство в формуле (5.26а) показывает, что энтальпия крепкого раствора после теплообменника не должна превышать энтальпии кипящего раствора с концентрацией $\xi_к$ при давлении $p_к$.

Если условие $i_{14} \leqslant i_8$ выдерживается, то найденное значение i_{10} принимается для дальнейших расчетов. Если по формуле (5.26а) получается $i_{14} > i_8$, значит, предварительно принятое изменение энтальпии слабого раствора, в теплообменнике завышено. В этом случае принимают $i_{14} \leqslant i_8$ и определяют удельную энтальпию слабого раствора после теплообменника

$$i_{10} = i_9 - \frac{f}{f-1}(i_8 - i_{12}). \qquad (5.26б)$$

Вычисляют удельную теплоту абсорбции, т. е. отвод тепла в абсорбере на единицу массового расхода пара,

$$q_{аб} = (i_7 - i_{10}) + f(i_{10} - i_{12}). \qquad (5.27)$$

Определяют удельную тепловую нагрузку теплообменника

$$q_{то} = (f-1)(i_9 - i_{10}) = f(i_{14} - i_{12}). \qquad (5.28)$$

Рассчитывают тепловой баланс установки

$$q_0 + q_г = q_а + q_к + q_д. \qquad (5.29)$$

Находят массовый расход рабочего агента — пара

$$G_п = Q_0 / q_0. \qquad (5.30)$$

Определяют расчетные тепловые нагрузки отдельных аппаратов

$$Q = G_п q. \qquad (5.31)$$

Вычисляют расчетную производительность насоса для раствора

$$V_н = f G_п v_{12}, \qquad (5.32)$$

где v_{12} — удельный объем крепкого раствора после абсорбера.

Находят расчетный перепад давлений, развиваемый насосом,

$$\Delta p_н = p_г - p_а + \Delta p_{тр}, \qquad (5.33)$$

где $p_г$, $p_а$ — давление соответственно в генераторе и абсорбере; $\Delta p_{тр}$ — потеря давления на тракте абсорбер — генератор.

Определяют удельный расход энергии в форме тепла на выработку холода

$$э^а_х = q_г / q_0. \qquad (5.34)$$

Вычисляют удельный расход эксергии тепла на выработку холода

$$e^а_{q,х} = \frac{q_г}{q_0}\tau_e = э^а_х \tau_e, \qquad (5.35)$$

где τ_e — коэффициент работоспособности тепла, подведенного к генератору.

Определяют холодильный коэффициент абсорбционной установки, т. е. величину, обратную удельному расходу энергии на выработку холода,

$$\varepsilon_а = 1 / э^а_х. \qquad (5.36)$$

Вычисляют КПД абсорбционной холодильной установки

$$\eta^а_х = e^а_{q,н} / e^а_{q,х} = э^а_н / э^а_х = э^а_н \varepsilon_а, \qquad (5.37)$$

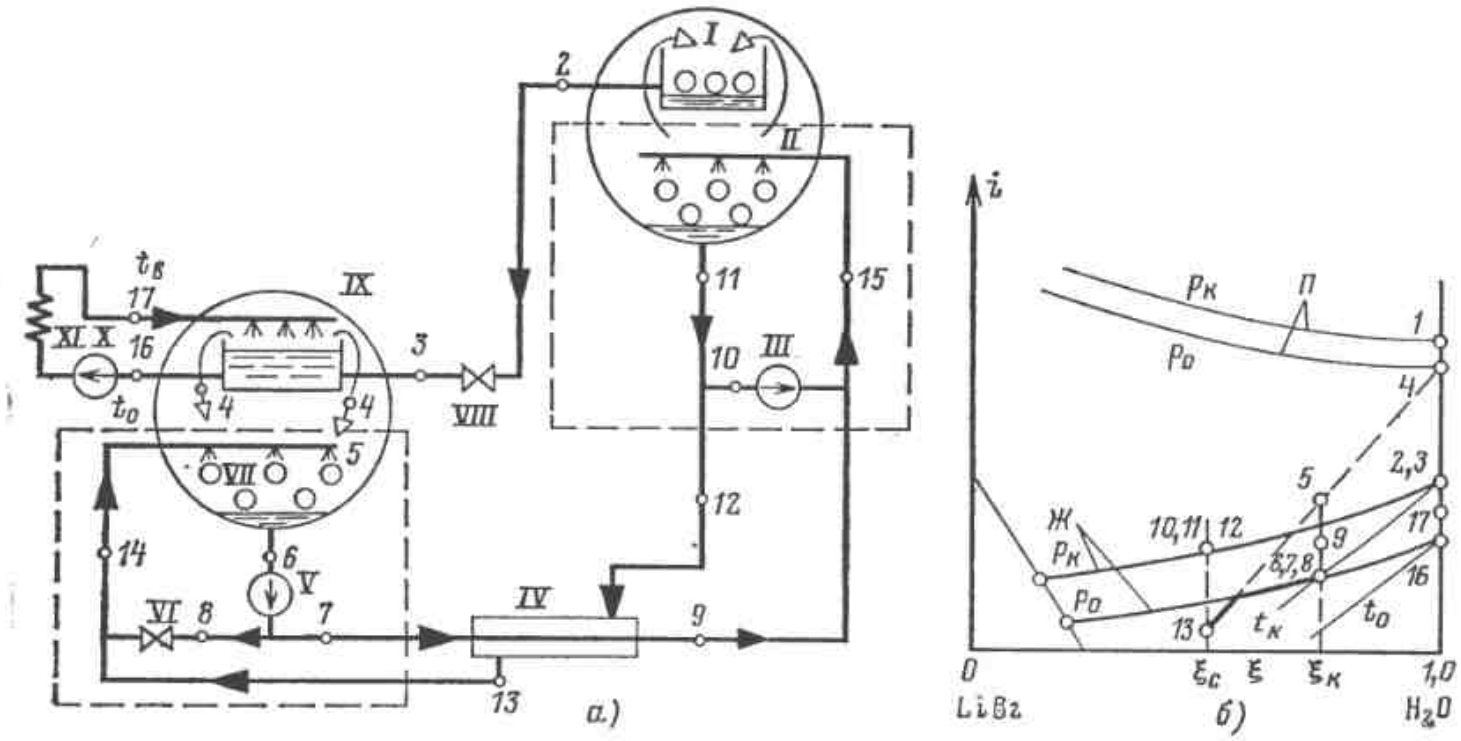


Рис. 5.5. Схема бромистолитиевой абсорбционной холодильной установки и процесс ее работы на i,ξ-диаграмме.

I — конденсатор; *II* — генератор; *III* — рециркуляционный насос; *IV* — теплообменник; *V* — насос раствора; *VI* — регулирующий вентиль; *VII* — абсорбер; *VIII* — регулирующий вентиль на линии воды; *IX* — испаритель; *X* — водяной насос; *XI* — система кондиционирования.

где $э^{а}_{н}$ — удельный расход энергии в идеальной абсорбционной установке, определяемый по формуле (5.3).

Аналогично рассчитываются теплонасосные абсорбционные установки.

Теперь рассмотрим методику расчета бромистолитиевых абсорбционных холодильных установок. Основные аппараты этих установок в большинстве случаев выполняются пленочными с рециркуляцией раствора для интенсификации теплообмена путем увеличения плотности орошения.

На рис. 5.5 показаны принципиальная схема (*а*) указанной холодильной установки, широко используемой в системах кондиционирования воздуха, и процесс ее работы в *i*, ξ-диаграмме (*б*).

Рабочим агентом в этих установках служит вода H_2O, а абсорбентом — бромистый литий LiBr. Такие установки применяются обычно для охлаждения воздуха в области температур от 0 до 9—10°С. Соответствующее этим температурам давление испарения воды составляет от 0,6 до 1,2 кПа. При температуре конденсации рабочего агента, составляющей обычно 20—30°С, давление конденсации равно 2,4—4,5 кПа.

Основные аппараты установки компонуются обычно попарно в одном корпусе. Так скомпонованы конденсатор *I* и генератор *II*, а также абсорбер *VII* и испаритель *IX*.

Для осуществления такой компоновки генератор и абсорбер выполняются обычно в виде пленочных аппаратов. Раствор, подаваемый в эти аппараты, орошает поверхность нагрева, выполненную в виде пучка горизонтальных труб. Внутри этих труб в генераторе проходит греющий теплоноситель (пар или горячая вода), а в абсорбере — охлаждающая среда (обычно вода).

Эти установки обычно предназначены для охлаждения воды, используемой для обработки воздуха.

На рис. 5.5,*б* на оси абсцисс отложена массовая концентрация воды ξ в растворе, т. е. отношение массы воды (легкокипящего компонента) к массе водного раствора бромистого лития. На оси ординат отложена энтальпия *i* раствора.

Следует указать, что на некоторых *i*, ξ-диаграммах водного раствора бромистого лития концентрацией

раствора считается отношение массы бромистого лития к массе раствора. В этих диаграммах $\xi=1$ принято не для чистой воды, а для чистого бромистого лития. При использовании этих диаграмм принимают:

$$(\xi)_{H_2O}=1-(\xi)_{LiBr}.$$

Две верхние пограничные кривые *П*, нанесенные на рис. 5.5,*б*, показывают состояние сухого насыщенного пара над кипящим жидким раствором при двух давлениях: $p_к$ — в генераторе и конденсаторе и p_0 — в испарителе и абсорбере. Две нижние пограничные кривые *Ж* на диаграмме изображают состояние кипящей жидкости при тех же давлениях $p_к$ и p_0. Установка работает следующим образом.

В испаритель *IX*, в котором поддерживается низкое давление p_0, поступают два потока воды: один из системы кондиционирования *XI* с температурой $t_в$ (точка *17*), второй — из конденсатора с температурой $t_к$ (точка *2*). В испарителе вода вскипает, и температура ее снижается, так как теплота парообразования покрывается за счет тепла поступившей воды. В испарителе устанавливаются температура воды и пара t_0, соответствующие давлению насыщения p_0. Из испарителя выводятся два потока: охлажденная вода в состоянии *16*, которая отводится с помощью водяного насоса *X* в систему кондиционирования; пар в состоянии *4*, который поступает из испарителя в абсорбер. При этом массовые расходы воды, отводимой в систему кондиционирования и поступившей из нее, равны ($G_{16}=G_{17}$) и массовые расходы воды, поступившей из конденсатора, и пара, отводимого в абсорбер, также равны ($G_2=G_4$).

В генераторе *II* кипит раствор при давлении $p_к$ и температуре $t_г$. В результате кипения из раствора отгоняются водяные пары (в состоянии *1*), а горячий слабый раствор с концентрацией $\xi_с$, полученный после отгона водяных паров, выходящий из генератора в состоянии *11*, направляется через теплообменник *IV* в абсорбер. В теплообменнике горячий слабый раствор охлаждается холодным крепким раствором, который с помощью насоса подается из абсорбера через теплообменник в генератор.

Состояние слабого раствора после теплообменника определяется точкой *13*. В этом состоянии слабый раствор имеет более низкие температуру и энтальпию, чем при выходе из генератора.

Слабый раствор после теплообменника направляется в абсорбер. По пути между теплообменником и абсорбером к нему с помощью насоса *V* подмешивается некоторое количество крепкого раствора, выходящего из абсорбера, для увеличения плотности орошения поверхности абсорбера. Поэтому фактическое состояние раствора, поступающего в абсорбер (точка *14*), находится где-то на линии *13-8*, соединяющей в *i*, ξ-диаграмме состояния смешиваемых потоков.

Однако для составления материального и теплового баланса абсорбера смешивание двух потоков раствора, т. е. так называемая рециркуляция раствора, не имеет значения, так как рециркулирующий раствор берется из самого абсорбера. Поэтому можно условно принять, что в абсорбере смешиваются два потока: жидкий раствор в состоянии *13* и водяной пар в состоянии *4*. В результате поглощения, т. е. абсорбции водяного пара раствором, получается крепкий раствор с концентрацией $\xi_к$. Начальное состояние смеси определяется точкой *5*, находящейся в *i*, ξ-диаграмме на прямой *13-4*, соединяющей точки состояния исходных потоков. В результате смешивания получается двухфазная смесь при давлении p_0. После охлаждения в абсорбере эта смесь превращается в жидкий раствор, который в состоянии точки *6* отводится из абсорбера насосом *V*.

После насоса крепкий раствор делится на два потока: один (точка *8*) направляется на рециркуляцию, второй (точка *7*) — через теплообменник в генератор. Естественно, что состояние крепкого раствора в точках *6*, *7* и *8* схемы определяются на *i*, ξ-диаграмме одной и той же точкой, поскольку концентрация и энтальпия раствора в этих точках схемы одни и те же.

Подогретый крепкий раствор выходит из теплообменника в состоянии точки *9* и направляется в генератор. По пути между теплообменником и генератором к нему с помощью рециркуляционного насоса *III* подмешивается некоторое количество слабого раствора, выходящего из генератора, для увеличения плотности орошения его поверхности. Поэтому фактическое состояние раствора, поступающего в генератор (точка *15*), находится где-то на линии, соединяющей на *i*, ξ-диаграмме точки *9* и *11*. Однако для составления материального и теплового баланса генератора рециркуляция слабого раствора не имеет значения, потому что раствор для регенерации берется из генератора. Крепкий раствор, поступающий в генератор, выпаривается в нем. Из раствора отгоняется водяной пар при давлении $p_к$ в состоянии точки *1*, который поступает из генератора в конденсатор, а полученный слабый раствор выводится из генератора в состоянии точки *11*. Слабый раствор после генератора разделяется на два потока: один (точка *10*) направляется с помощью насоса *III* на рециркуляцию и второй (точка *12*) — через теплообменник в абсорбер. Концентрация и энтальпия слабого раствора в точках *10*, *11*, *12* одни и те же, поэтому на *i*, ξ-диаграмме их состояние определяется одной и той же точкой. Водяной пар, поступающий из генератора, конденсируется в конденсаторе и выводится из него в виде потока воды в состоянии точки *2*.

При расчете известны давления в конденсаторе $p_к$ и испарителе p_0, а также температуры: генерации $t_г$ (температуры слабого раствора на выходе из генератора), конденсации $t_к$ (конденсата после конденсатора), абсорбции $t_а$ (крепкого раствора на выходе из абсорбера), испарения t_0 (охлажденной воды на выходе из испарителя).

На основе этих данных с помощью таблиц или диаграмм водного раствора бромистого лития определяют параметры рабочего агента и раствора в точках *1 — 4*, *6 — 8*, *10 — 12*, *16*. Вычисляют кратность циркуляции крепкого раствора, т. е. отношение расхода крепкого раствора $G_к$, поступающего из абсорбера в генератор, к расходу пара $G_п$, идущего из генератора в конденсатор.

Из материального баланса генератора в пределах контура, ограниченного на рис. 5.5,*а* штриховой линией, следует:

$$G_9\xi_9 = G_{12}\xi_{12} + G_1\xi_1 = (G_9 - G_1)\xi_{12} + G_1\xi_1.$$

Отсюда кратность циркуляции крепкого раствора

$$f = G_9/G_1 = G_к/G_п = (\xi_1 - \xi_{12})/(\xi_9 - \xi_{12}) = (\xi_п - \xi_с)/(\xi_к - \xi_с). \quad (5.38)$$

В генераторах бромистолитиевых абсорбционных установок из раствора отгоняется практически чистый водяной пар, поэтому $\xi_п = 1$.

Кратность циркуляции слабого раствора

$$f - 1 = (\xi_п - \xi_к)/(\xi_к - \xi_с). \quad (5.39)$$

Задаются меньшей разностью температур между слабым и крепким растворами в теплообменнике или определяют ее на основе технико-экономического расчета $\Delta t = t_{13} - t_7$.

Определяют температуру и энтальпию слабого раствора на выходе из теплообменника в точке *13* t_{13} и i_{13}.

Вычисляют энтальпию крепкого раствора на выходе из теплообменника в точке *9*

$$i_9 = i_7 + \frac{f-1}{f}(i_{12} - i_{13}). \quad (5.40)$$

Находят удельную тепловую нагрузку отдельных аппаратов установки, т. е. тепловую нагрузку, отнесенную к единице массового расхода рабочего агента.

Следует иметь в виду, что в бромистолитиевых абсорбционных холодильных установках при установившемся режиме массовый расход рабочего агента через генератор, конденсатор, испаритель и абсорбер один и тот же, т. е. $G_1 = G_2 = G_3 = G_4$.

Определяют удельную тепловую нагрузку генератора

$$q_г = (i_1 - i_{12}) + f(i_{12} - i_9) \quad (5.41)$$

и конденсатора

$$q_к = i_1 - i_2. \quad (5.42)$$

Из теплового баланса абсорбера в пределах контура, очерченного на рис. 5.5,*а* штриховой линией, находят удельную тепловую нагрузку абсорбера

$$q_а=(i_4-i_{13})+f(i_{13}-i_7). \qquad (5.43)$$

Рассчитывают удельную тепловую нагрузку теплообменника

$$q_{то}=f(i_9-i_7)=(f-1)(i_{12}-i_{13}). \qquad (5.44)$$

Из теплового баланса испарителя находят удельную холодопроизводительность рабочего агента

$$q_0=i_4-i_3. \qquad (5.45а)$$

Холод, полученный в испарителе, используется для охлаждения воды в системе кондиционирования, поэтому

$$q_0=G_в(i_{17}-i_{16}), \qquad (5.45б)$$

где $G_в$ — расход воды в системе кондиционирования на единицу массового расхода рабочего агента в холодильной установке.

Вычисляют массовый расход рабочего агента — водяного пара — в установке

$$G_п=Q_0/q_0, \qquad (5.46)$$

где Q_0 — холодопроизводительность установки.

Определяют расчетные тепловые нагрузки отдельных аппаратов

$$Q=G_п q. \qquad (5.47)$$

Удельные расходы энергии и эксергии, холодильный коэффициент КПД установки определяют по формулам (5.34)—(5.37).

Введение рециркуляции крепкого и слабого растворов в абсорбере и генераторе не изменяет вышеприведенные уравнения. Для количественной оценки рециркуляции используют так называемый коэффициент рециркуляции β, представляющий собой отношение массового расхода потока раствора, поступающего в аппарат (абсорбер или генератор), к массовому расходу этого потока до узла рециркуляции.

Коэффициент рециркуляции в генераторе

$$β_г=G_{15}/G_9, \qquad (5.48)$$

в абсорбере

$$β_а=G_{14}/G_{13}. \qquad (5.49)$$

Увеличение коэффициента рециркуляции $β_г$ в генераторе повышает плотность орошения его поверхности, но одновременно приводит к повышению температуры и снижению концентрации раствора, поступающего в генератор, т. е. к снижению среднего температурного и концентрационного напора в генераторе.

Аналогично увеличение коэффициента рециркуляции $β_а$ в абсорбере повышает плотность орошения, но приводит к снижению температуры и повышению концентрации раствора, поступающего в абсорбер, что также вызывает снижение среднего температурного и концентрационного напоров в абсорбере.

Поэтому выбор оптимальных коэффициентов рециркуляции производится на основе специальных исследований.

Пример 5.1. Рассчитать схему и процесс работы одноступенчатой водоаммиачной абсорбционной холодильной установки для следующих условий: расчетная холодопроизводительность $Q_0=1000$ кДж/с; температура рассола на входе в испаритель $t_{н1}=-18$°С, на выходе из испарителя $t_{н2}=-25$°С, температура охлаждающей воды на входе в абсорбер, конденсатор и дефлегматор $t_{с2}=20$°С и на выходе из этих аппаратов $t_{с1}=30$°С; греющей средой в генераторе является водяной пар при давлении $p_п=0{,}6$ МПа и температуре $t_п=180$°С, температура конденсации греющего пара $t_{к.п}=158$°С. Схема установки приведена на рис. 5.3.

Решение. Принимаем значение разности температур: в испарителе $Δt_и=t_{н2}-t_0=3$°С, в конденсаторе $Δt_к=t_к-t_{с1}=5$°С, в абсорбере $Δt_а=t_{12}-t_{с2}=5$°С, в генераторе $Δt_г=t_{к.п}-t_9=8$°С, в охладителе $Δt_0=t_3-t_7=8$°С, в теплообменнике раствора $Δt_{то}=t_{10}-t_{13}=10$°С.

Принимаем разность между температурой пара после дефлегматора и температурой конденсации $Δt=t_2-t_к=10$°С.

Температура испарения и конденсации по формулам (5.13) $t_0=t_{н2}-Δt_и=-25+(-3)=-28$°С; $t_к=t_{с1}+Δt_к=30+5=35$°С.

По термодинамическим таблицам аммиака давление в испарителе $p_0=0{,}13$ МПа, в конденсаторе $p_к=1{,}38$ МПа.

Температура крепкого раствора на выходе из абсорбера по формуле (5.14) $t_{12}=20+5=25$°С.

По *i*, ξ- или *t*, ξ-диаграмме для водоаммиачного раствора $ξ_к=ξ_{12}=0{,}35$, $i_{12}=-20{,}9$ кДж/кг, $i_8=356$ кДж/кг.

Температура слабого раствора на выходе из генератора по формуле (5.15) $t_9=158-8=150$°С.

По *i*, ξ- или *t*, ξ-диаграмме для водоаммиачного раствора $ξ_с=ξ_9=0{,}16$, $i_9=585$ Дж/г.

Кратность циркуляции раствора по формуле (5.16)

$$f=(ξ_п-ξ_с)/(ξ_к-ξ_с)=$$
$$=(1-0{,}16)/(0{,}35-0{,}16)=4{,}4.$$

Температура пара после дефлегматора $t_2=t_к+Δt=35+10=45$°С.

По *i*, ξ- или *t*, ξ-диаграмме параметры пара после дефлегматора $p_к=p_2=1{,}38$ МПа, $t_2=45$°С, $ξ_п=ξ_2=0{,}998\approx1{,}0$, $i_2=1630$ кДж/кг.

По *i*, ξ- или *t*, ξ-диаграмме параметры пара, равновесного кипящему крепкому раствору: $p_8=p_1=1{,}38$ МПа, $t_1=105$°С, $ξ_{п.к}=ξ_1=0{,}935$, $i_1=1880$ кДж/кг.

По формуле (5.18) $φ=(1-0{,}935)/0{,}935-0{,}35)=0{,}111$.

По формуле (5.19) $q_д=(1880-1630)+0{,}111(1880-350)=419$ кДж/кг.

Температура слабого раствора после теплообменника $t_{10}=25+10=35°C$.

Энтальпия слабого раствора $i_{10}=75$ кДж/кг.

Энтальпия крепкого раствора на входе в генератор по формуле (5.26а) $i_{14}=-20{,}9+\frac{3{,}4}{4{,}4}(585-75)=415$ кДж/кг.

Поскольку полученное значение $i_{14}>i_8$, принимаем $i_{14}=i_8$ и определяем энтальпию слабого раствора после теплообменника по формуле (5.26б) $i_{10}=585-\frac{4{,}4}{3{,}4}(356+21)=104{,}5$ кДж/кг.

Далее находим:

по формуле (5.28) $q_{то}=1630$ кДж/кг;

по формуле (5.20) $q_г=2480$ кДж/кг;

по формуле (5.21) $q_к=1110$ кДж/кг; $i_3=524$ кДж/кг;

по формуле (5.22) $t_7=35-8=27°C$; $i_7=1700$ кДж/кг;

по формуле (5.23) $q_{охл}=126$ кДж/кг, $i_6=1575$ кДж/кг;

по формуле (5.24) $i_4=398$ кДж/кг;

по формуле (5.25) $q_0=1170$ кДж/кг;

по формуле (5.27) $q_а=2140$ кДж/кг.

Проверяем тепловой баланс установки по формуле (5.29).

Удельный подвод тепла $q_{под}=q_0+q_г=3650$ кДж/кг.

Удельный отвод тепла $q_{отв}=q_а+q_к+q_д=3669$ кДж/кг.

Небаланс составляет: $\frac{3669-3650}{3650}100=0{,}5\%$, что находится в пределах точности исходных данных.

Массовый расход рабочего агента по формуле (5.30) $G=1000/1170\approx0{,}86$ кг/с.

Удельный расход энергии в форме тепла на выработку холода по формуле (5.34) $э^а_х=2480/1170=2{,}12$.

Коэффициент работоспособности тепла, подведенного к генератору [формула (1.8)], $\tau_e=1-293/(293+158)=0{,}32$.

Удельный расход эксергии на выработку холода [формула (5.35)] $e^а_{q,х}=2{,}12\times0{,}32=0{,}68$.

Удельный расход эксергии на выработку холода в идеальной установке [формула (5.5в)] $e^а_{q,в}=(293-251{,}5)/251{,}5=0{,}185$.

Коэффициент полезного действия установки [формула (5.10)] $\eta^а_{e,х}=0{,}185/0{,}68=0{,}272$.

5.4. ЗАВИСИМОСТЬ УДЕЛЬНОГО РАСХОДА ЭНЕРГИИ В АБСОРБЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ ОТ ПАРАМЕТРОВ ГЕНЕРАЦИИ, ИСПАРЕНИЯ И ОХЛАЖДЕНИЯ

На рис. 5.6 приведены в качестве иллюстрации зависимости от температуры генерации $t_г$ удельного расхода энергии в форме тепла для идеальной абсорбционной холодильной установки $э^а_н$ (штриховые линии) и для действительной одноступенчатой водоаммиачной абсорбционной холодильной установки с регенерацией тепла, осуществляемой в теплообменнике и охладителе конденсата $э^а_х$ (сплошные линии) при трех значениях температур испарения $t_0=4$, -10 и $-30°C$.

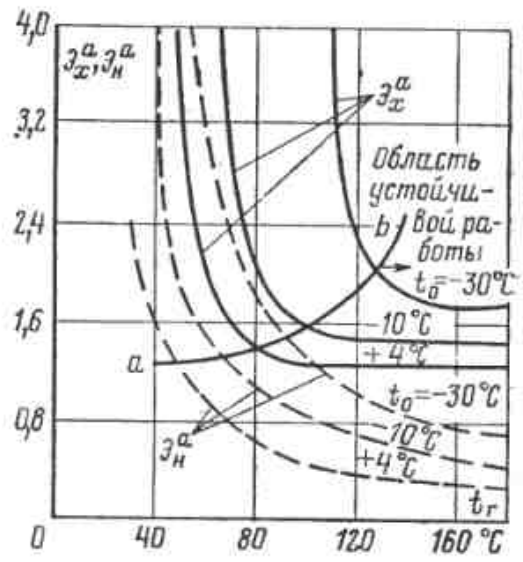


Рис. 5.6. Зависимость удельного расхода тепла в абсорбционных водоаммиачных холодильных установках $э^а_х$ и $э^а_н$ от температур генерации $t_г$ и испарения t_0.
$t_с=t_к=t_{аб}=30°C$; $t_с$, $t_к$, $t_{аб}$ — температуры охлаждения, конденсации, абсорбции.

Под температурой генерации $t_г$ понимается наивысшая температура в генераторе, т. е. температура слабого раствора на выходе из генератора.

Все кривые, нанесенные на рис. 5.6, относятся к одной и той же температуре конденсации и абсорбции $t_к=t_{аб}=30°C$.

Зависимость $э^а_н=f(t_г)$ для идеальной установки построена по уравнению (5.3). При расчете не учитывался перепад температур между внешними источниками тепла и рабочим агентом в аппаратах установки. Принимались следующие значения температур источников и приемников тепла: $T_н=273+t_0$, К; $T_с=273+30=303$ К; $T_в=273+t_г$, К.

Как следует из уравнения (5.3), при $T_в=\text{const}$ и $T_с=\text{const}$ при повышении температуры генерации

удельный расход тепла в идеальной абсорбционной холодильной установке монотонно снижается с $э^{a}_{н}=\infty$ при $T_в=T_с$ до $э^{a}_{н}=T_с/T_н-1=e^{a}_{q,н}$ при $T_в=\infty$.

Аналогичный характер имеет зависимость $э^{a}_{х}=f(T_в)$ для действительных абсорбционных холодильных установок, хотя при тех же значениях t_0, $t_с$ и $t_г$ абсолютные значения удельного расхода тепла в действительных абсорбционных холодильных установках существенно выше, чем в идеальных, из-за значительного отклонения действительного процесса от идеального и необратимого перепада температур в аппаратах установки.

Как видно из рис. 5.6, при повышении температуры генерации удельный расход тепла в действительных одноступенчатых абсорбционных холодильных установках сначала сильно снижается, затем темп снижения замедляется, и, наконец, зависимость $э^{a}_{х}=f(t_г)$ переходит в пологую кривую, близкую к горизонтальной прямой. На последнем диапазоне из-за искусственного ограничения тепловой нагрузки теплообменника резко возрастает отвод тепла из абсорбера.

На рис. 5.6 приведена пограничная кривая *ab*, которая условно делит поле расчетных режимов абсорбционной установки на две области. Слева от кривой *ab* находится область неустойчивой работы водоаммиачных абсорбционных холодильных установок. В этой области небольшое изменение температуры генерации приводит к резкому изменению удельного расхода тепла на выработку холода. Справа от кривой *ab* — область устойчивой работы. В этой области изменение температуры генерации не сказывается существенно на удельном расходе энергии и производительности установки.

Расчетные параметры абсорбционных холодильных установок выбираются вблизи кривой *ab*, справа от нее.

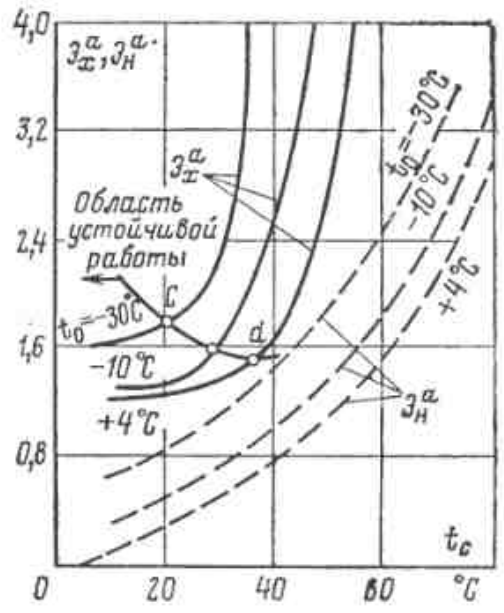


Рис. 5.7. Зависимость удельного расхода тепла в абсорбционных водоаммиачных холодильных установках $э_х$ и $э_п$ от температур охлаждения $t_с$ и испарения t_0.
Обозначения те же, что и на рис. 5.6.

На рис. 5.7 приведены для одноступенчатой установки зависимости удельного расхода тепла $э^{a}_{х}$ и $э^{a}_{н}$ от температуры охлаждения $t_с$ при же трех значениях температуры испарения: $t_0=+4$, -10 и -30°C. Температура генерации $t_г=120$°C.

В данном случае температура $t_с$ принята равной температурам конденсации $t_к$ и абсорбции $t_а$, которые считаются одинаковыми. Под температурой абсорбции $t_а$ понимается температура крепкого раствора на выходе из абсорбера.

Штриховые линии относятся к идеальной установке, а сплошные — к действительной одноступенчатой абсорбционной водоаммиачной установке с регенерацией тепла в теплообменнике раствора и охладителе конденсата. Зависимости $э^{a}_{н}=f(T_с)$ для идеальной установки построены по уравнению (5.3). При $T_в=$const и $T_в=$const и снижении температуры охлаждения удельный расход тепла в идеальной абсорбционной холодильной установке монотонно снижается с $э^{a}_{н}=\infty$ при $T_с=T_в$ до $э^{a}_{н}=0$ при $T_с=T_н$.

Аналогичный характер имеет зависимость $э^{a}_{х}=f(t_с)$ для действительных абсорбционных холодиль-

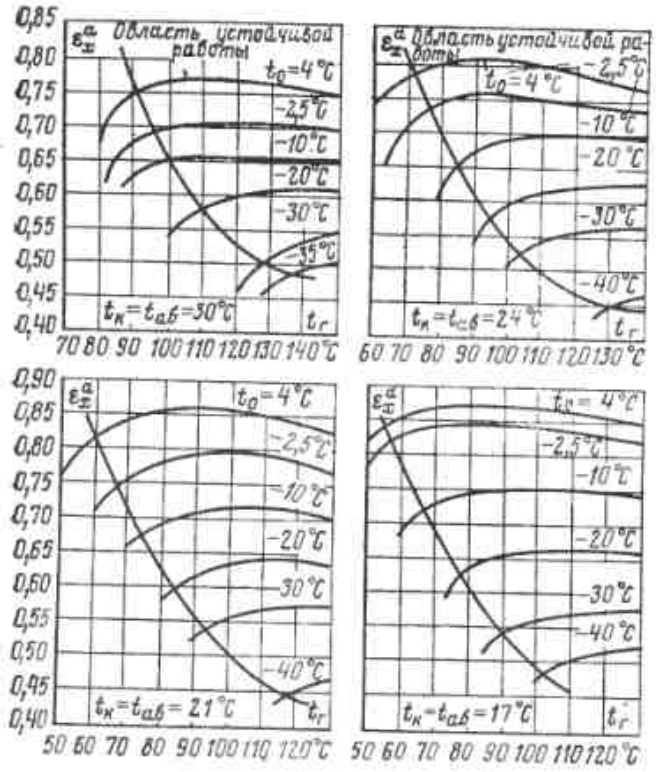


Рис. 5.8. Зависимость холодильного коэффициента водоаммиачных абсорбционных установок $\varepsilon^a{}_x$ от температур генерации $t_г$, охлаждения $t_с$, испарения t_0.

ных установок, хотя абсолютные значения удельного расхода энергии в действительных установках значительно выше, чем в идеальной.

Верхний предел температуры охлаждения $t_с$ для действительной установки значительно ниже, чем для идеальной. Этот предел определяется не равенством температур $T_с=T_в$, как для идеальных установок, а той максимальной температурой конденсации и абсорбции, при которой может быть получен положительный интервал дегазации раствора $(\xi_к-\xi_с)>0$.

Однако, как было показано выше, при малом интервале дегазации и соответствующем ему высоком значении кратности циркуляции удельный расход тепла в абсорбционных холодильных установках очень велик.

На рис. 5.7 проведена пограничная кривая *cd*, которая условно делит поле расчетных режимов абсорбционной установки на две области. Слева от кривой *cd* находится область устойчивой работы абсорбционных установок. В этой области небольшое изменение температуры охлаждения $t_с$ не сказывается существенно на удельном расходе тепла на выработку холода.

Справа от кривой *cd* — область неустойчивой работы. Небольшое изменение температуры охлаждения в этой области вызывает сильное изменение удельного расхода тепла на производство холода.

На рис. 5.8 показана зависимость холодильного коэффициента одноступенчатых водоаммиачных абсорбционных установок от температурных параметров $\varepsilon^a{}_x=f(t_г, t_с, t_0)$. На этом же рисунке нанесены пограничные кривые, делящие поле на две области: устойчивой работы —

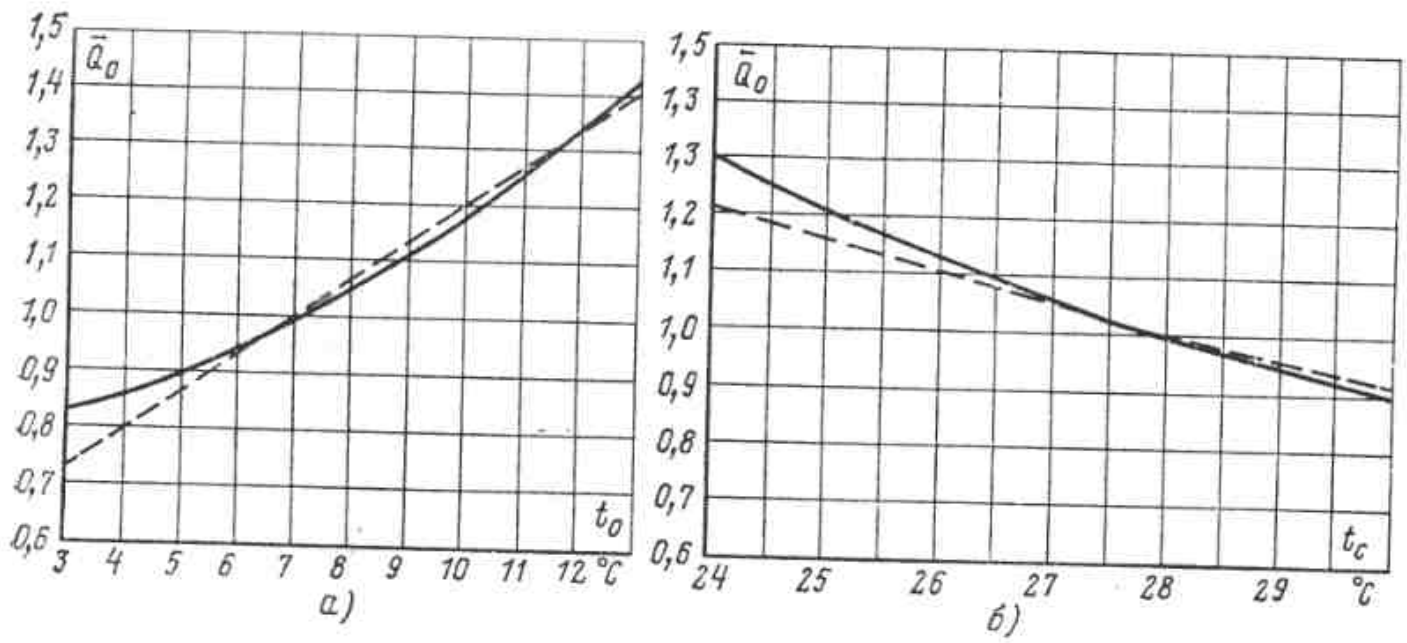


Рис. 5.9. Зависимость холодопроизводительности абсорбционной бромистолитиевой холодильной установки от температур испарения t_0 (*а*) и охлаждающей воды t (*б*).

справа от пограничных кривых, неустойчивой работы — слева от пограничных кривых.

При проектировании абсорбционных холодильных установок выбирают расчетные параметры внешних источников и приемников тепла таким образом, чтобы работа установки проходила в устойчивой области.

Основные параметры одноступенчатых абсорбционных холодильных установок в области устойчивой работы связаны приближенной зависимостью

$$t_r \geqslant at_c - bt_0, \qquad (5.50)$$

где t_r — температура генерации, т. е. температура слабого раствора на выходе из генератора, °С; $t_c = t_к = t_{аб}$ — температура конденсации и равная ей температура абсорбции, т. е. температура крепкого раствора на выходе из абсорбера, °С; t_0 — температура испарения, °С; для одноступенчатых абсорбционных водоаммиачных установок $a = 3{,}0$; $b = 1{,}5$.

5.5. РАБОТА АБСОРБЦИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК В НЕРАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЯХ

Часто абсорбционные холодильные установки работают при температурах теплоотдачика и теплоприемника, отличных от номинальных температур, на которые они рассчитаны.

Температура греющей среды в генераторе также может отличаться от номинальной.

В области устойчивой работы абсорбционных установок характер изменения холодопроизводительности от указанных температур может быть установлен на основе уравнения (5.3).

Применение этой формулы, относящейся к идеальному циклу, для расчета режима работы реальной установки в данном случае закономерно, поскольку на основе этого уравнения определяется не абсолютное значение холодопроизводительности, а только характер ее изменения в зависимости от температур теплоотдатчика, теплоприемника и греющего теплоносителя. Абсолютное же значение номинальной холодопроизводительности установки, по отношению к которой находится изменение холодопроизводительности, должно, естественно, определяться на основе результатов испытания или детального расчета.

При постоянном расходе охлаждающей среды (например, воды) через абсорбер и конденсатор и постоянном расходе охлаждаемой среды (например, рассола) через испаритель, а также постоянном расходе греющей воды через генератор зависимость холодопроизводительности установки от температуры испарения описывается уравнением

$$\overline{Q_0} = \frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{T_0}{T'_0}\,\frac{T'_c - T'_0}{T'_c - T_0}, \qquad (5.51)$$

где Q_0 — холодопроизводительность при температуре испарения T_0; Q'_0 — холодопроизводительность при температуре испарения T'_0; T'_c — температура охлаждающей воды перед абсорбером и конденсатором.

При постоянном расходе охлаждающей, охлаждаемой и греющей среды через установку, постоянной температуре греющей воды перед генератором и постоянной температуре испарения зависимость холодопроизводительности от температуры охлаждающей воды перед установкой определяется уравнением

$$\overline{Q} = \frac{Q_0}{Q'_0} = \frac{T'_г - T_c}{T'_г - T'_c}\,\frac{T'_c - T'_0}{T_c - T'_0}, \qquad (5.52)$$

где Q'_0 — холодопроизводительность установки при температуре греющей воды $T'_г$ перед установкой, температуре охлаждающей воды T'_c и температуре испарения T'_0; Q_0 — холодопроизводительность при температуре охлаждающей воды T_c перед установкой.

Рассматривая генератор и теплообменник на линии раствора как единый аппарат, можно на основе

уравнения (4.3) установить следующую зависимость тепловой нагрузки генератора от температуры греющего теплоносителя перед ним:

$$\overline{Q}_г = \frac{Q_г}{Q'_г} = \frac{T_г - T'_с}{T'_г - T'_с}, \qquad (5.53)$$

где $Q_г$ — тепловая нагрузка генератора при температуре $T_г$ греющего теплоносителя.

Зависимость холодопроизводительности установки от температуры греющего теплоносителя описывается уравнением

$$\overline{Q}_0 = \frac{Q_0}{Q'_0} = \left(\frac{T_г - T'_с}{T'_г - T'_с}\right)^2 \frac{T'_г}{T_г}, \qquad (5.54)$$

где Q'_0 — холодопроизводительность при температуре генерации $T'_г$; Q_0 — то же при температуре генерации $T_г$.

На рис. 5.9 для иллюстрации приведены зависимости холодопроизводительности абсорбционной бромистолитиевой холодильной установки от температур испарения t_0 и охлаждения $t_с$, найденные по предлагаемым уравнениям (сплошная линия) и на основе точного расчета (штриховая линия).

5.6. ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ АБСОРБЦИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА

Для устойчивой работы абсорбционных трансформаторов тепла требуется такое сочетание температур генерации $t_г$, охлаждения $t_с$ и испарения t_0, при которых может быть получен значительный интервал дегазации раствора $\Delta\xi = \xi_к - \xi_с$. Чем ниже $t_г$ и t_0 и выше $t_с$, тем меньше интервал дегазации. В некоторых случаях при недостаточно высокой температуре греющей среды или недостаточно низкой температуре охлаждающей среды интервал дегазации раствора может оказаться равным нулю или даже принимать отрицательные значения.

В подобных условиях, когда одноступенчатые абсорбционные установки работать не могут, трансформация тепла может осуществляться по двухступенчатой схеме.

В абсорбционных установках сжатие рабочего агента осуществляется термохимическим компрессором, состоящим из двух основных аппаратов — абсорбера и генератора.

На рис. 5.10 показаны принципиальная схема двухступенчатого абсорбционного трансформатора тепла (*а*) и процесс работы в *i*, ξ-диаграмме (*б*). Процесс сжатия рабочего агента с давления p_0 в испарителе до давления $p_к$ в конденсаторе осуществляется двумя последовательно включенными термохимическими компрессорами $КМ_н$ и $КМ_в$ (обведены штриховыми контурами). Каждая ступень компрессора состоит из абсорбера, генератора с ректификационной колонной, дефлегматора, теплообменника и насоса для перекачки крепкого раствора.

С помощью термохимического компрессора нижней ступени (правый штриховой контур) рабочий агент сжимается с давления p_0 в испарителе до некоторого промежуточного давления $p_п$. В термохимическом компрессоре (левый штриховой контур) давление рабочего агента повышается от $p_п$ до давления $p_к$ в конденсаторе.

При выполнении абсорбционной установки по одноступенчатой схеме состояние крепкого раствора на выходе из абсорбера определится точкой *12′* с параметрами p_0, $t_с$ и $\xi'_к$.

Состояние слабого раствора на выходе из генератора определится точкой *9″* с параметрами $p_к$, $t_г$ и $\xi''_с$. Интервал дегазации

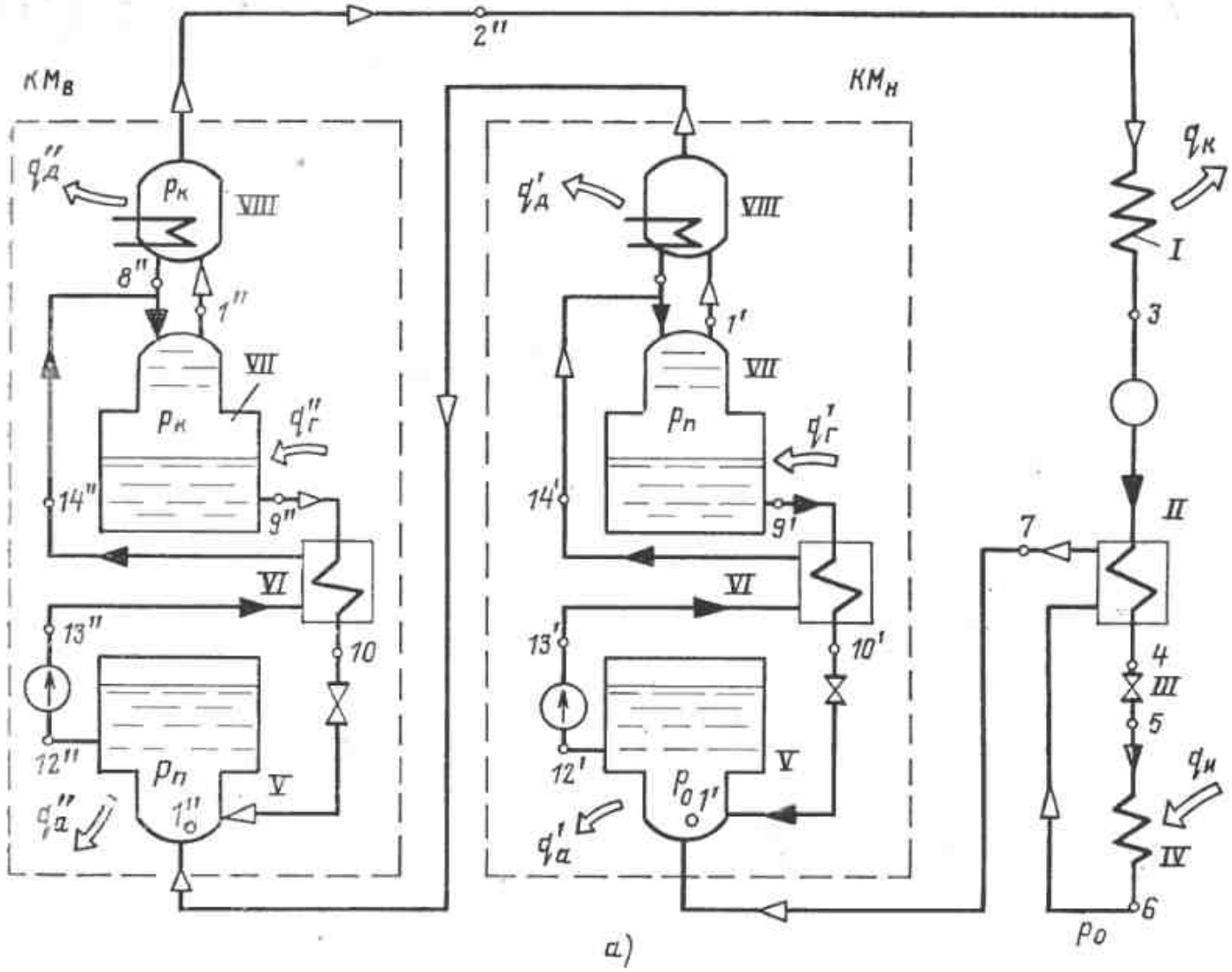
$$\Delta\xi = \xi'_к - \xi''_с = \xi'_{12} - \xi''_9 < 0.$$

Таким образом, одноступенчатый трансформатор тепла в рассматриваемых условиях работать не может.

Благодаря наличию в двухступенчатой установке области промежуточного давления $p_п$ ($p_0 < p_п < p_к$), под которым работают генератор



нижней
верхней
пени ко
чена п



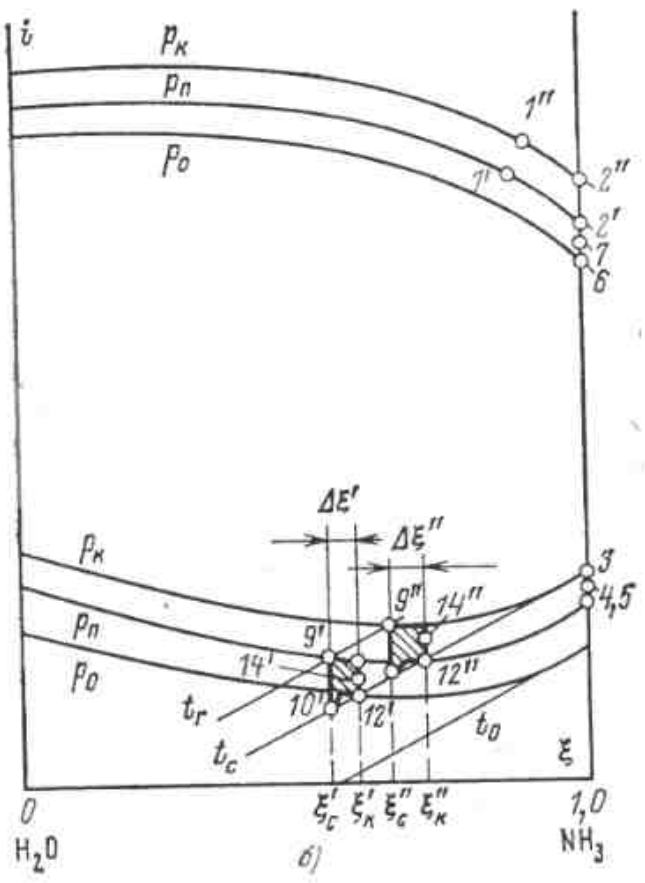


Рис. 5.10. Принципиальная схема двухступенчатого абсорбционного трансформатора тепла (*а*) и процесс работы на *i*, ξ-диаграмме (*б*).

I — конденсатор; *II* — охладитель рабочего агента; *III* — дроссельный вентиль холодильного агента; *IV* — испаритель; *V* — абсорбер; *VI* — теплообменник; *VII* — генератор; *VIII* — дефлегматор; *КМ* — компрессор; индекс «н» — нижняя ступень; индекс «в» — верхняя.

нижней ступени *VII* и абсорбер верхней ступени *V*, в каждой ступени компрессора может быть получена положительная зона дегазации, обеспечивающая устойчивую работу установки.

Рассмотрим условия работы отдельных ступеней компрессора. Состояние крепкого раствора на выходе из абсорбера нижней ступени определяется точкой 12′ с параметрами p_0, t_c, $\xi'_к$, а слабого раствора на выходе из генератора этой же ступени — точкой *9′* с параметрами $p_п$, $t_г$, $\xi'_с$.

Состояние крепкого раствора на выходе из абсорбера верхней ступени определяется точкой *12″* с параметрами $p_п$, t_c, $\xi''_к$, а слабого раствора на выходе из генератора верхней ступени — точкой *9″* с параметрами $p_к$, $t_г$, $\xi''_с$. В верхней ступени компрессора, как и в нижней,

образовался положительный интервал дегазации $\Delta\xi''=\xi''_к-\xi''_с$, необходимый для работы установки.

При расчете двухступенчатых абсорбционных установок используются те же основные зависимости, что и при расчете одноступенчатых установок.

Для предварительного выбора значения $p_п$ можно пользоваться зависимостью

$$p_п=\sqrt{p_к p_о}. \qquad (5.55)$$

5.7. АБСОРБЦИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

В тех случаях, когда не требуется непрерывная выработка холода или тепла среднего потенциала, трансформация тепла может производиться в установках периодического действия.

Благодаря возможности осуществления в одних и тех же аппаратах разных процессов в различные периоды работы, а также отсутствию в схеме движущихся механизмов в виде насосов абсорбционные установки периодического действия проще в эксплуатации и на их сооружение требуются меньшие начальные затраты по сравнению с установками непрерывного действия из-за изменения температуры испарения во времени.

На рис. 5.11 приведена принципиальная схема водоаммиачной абсорбционной холодильной установки периодического действия.

Процесс работы установки состоит из двух периодов: зарядки — короткого периода, обычно 2—3 ч/сут, и разрядки — более длинного периода, обычно 21—22 ч/сут.

При зарядке генератор-абсорбер *III* работает в качестве генератора, а конденсатор-испаритель *I* — в качестве конденсатора. Клапан *VI* открыт, клапан *V* закрыт.

К генератору подводится тепло $Q_г$. Раствор в генераторе кипит, из него отгоняется пар рабочего агента с некоторой примесью абсорбента. Пар из генератора поступает в дефлегматор *IV*, где от него отводится тепло $q_д$. Флегма, стекая противотоком к пару, обогащает его. Из дефлегматора пар выходит с высокой концентрацией $\xi\to 1$. В конденсаторе он конденсируется в результате внешнего отвода тепла $q_к$.

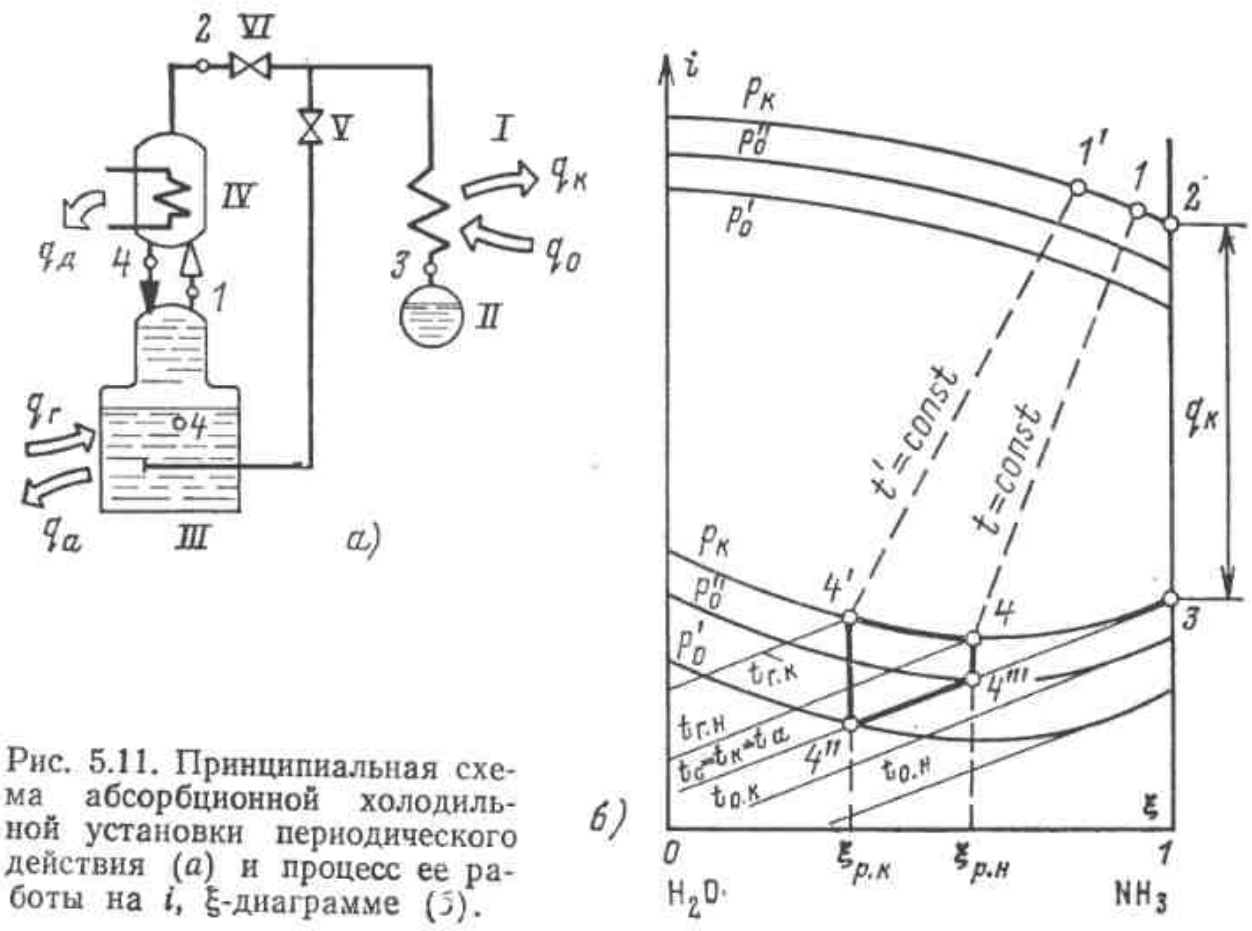


Рис. 5.11. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки периодического действия (*а*) и процесс ее работы на *i*, ξ-диаграмме (*б*).

В процессе зарядки конденсатор и расположенный ниже его ресивер *II* заполняются жидким рабочим агентом, а массовый запас раствора G в генераторе и концентрация его $\xi_р$ уменьшаются.

Во время зарядки все аппараты установки находятся под давлением конденсатора $p_к$, определяемым температурой конденсации $t_к$, близкой к температуре охлаждающей среды $t_с$. По окончании зарядки установка переключается на разрядку. При разрядке генератор-абсорбер работает в качестве абсорбера, а конденсатор-испаритель — в качестве испарителя. Клапан *VI* закрыт, а клапан *V* открыт.

В абсорбере от раствора отводится тепло $q_а$, в результате чего во всех аппаратах устанавливается пониженное давление p_0, определяемое концентрацией раствора в абсорбере $\xi_р$ и его температурой $t_а$, близкой к температуре охлаждающей среды $t_с$. Рабочий агент в испарителе испаряется (кипит) при низкой температуре t_0, соответствующей давлению p_0, за счет тепла q_0, подводимого от охлаждаемой среды.

В процессе разрядки установка развивает полезную холодопроизводительность.

Характерная особенность процессов, осуществляемых в установках периодического действия, состоит в непрерывном изменении во времени основных параметров рабочей среды в аппаратах установки, в то время как в установках непрерывного действия параметры рабочей среды во всех аппаратах, как правило, стабильны.

На рис. 5.11,*б* показан процесс работы абсорбционной холодильной установки периодического действия в i, ξ-диаграмме.

В начале зарядки состояние жидкого раствора в генераторе-абсорбере определяется точкой *4'''*. Это состояние жидкий раствор имел в конце разрядки установки: концентрация раствора в абсорбере $\xi_{р.н}$ и давление p''_0. Температура раствора в абсорбере $t_а$ определяется температурой охлаждающей среды $t_с$.

При зарядке раствор сначала подогревается до состояния кипения (точка *4*), а затем происходит его кипение в генераторе при давлении $p_к$, соответствующем температуре конденсации $t_к$ чистого рабочего агента. В начале кипения температура раствора равна $t_{г.н}$. При этой температуре из раствора с концентрацией $\xi_{р.н}$ отгоняется равновесный пар в состоянии *1* с концентрацией $\xi_{п.н} > \xi_{р.н}$.

В процессе выпаривания концентрация раствора в генераторе снижается, а его температура растет. В конце зарядки состояние раствора в генераторе определяется точкой *4'*. Этому состоянию соответствуют температура $t_{г.к} > t_{г.н}$, концентрация раствора $\xi_{р.к} < \xi_{р.н}$ и равновесного пара $\xi_{п.к} < \xi_{п.н}$.

Пар из генератора поступает в дефлегматор, где в результате охлаждения и отвода флегмы его концентрация значительно повышается. В состоянии точки *2* с концентрацией $\xi_2 \approx 1$ пар поступает в конденсатор, где конденсируется. Удельный отвод тепла в конденсаторе равен $q_к$. Состояние жидкого рабочего агента в конденсаторе определяется точкой *3*.

В процессе выпаривания раствора концентрация пара, выходящего из генератора, $\xi_п$ снижается, а пара, поступающего в конденсатор, ξ_2 остается практически постоянной. Поэтому разность концентрации $(\xi_2 - \xi_п)$ непрерывно растет по мере выпаривания раствора.

Это приводит к увеличению удельного количества выпариваемого раствора и удельного отвода тепла из дефлегматора $q_д$ на 1 кг пара, поступающего в конденсатор.

Энтальпии i_2, $i_{р.н}$, $i_{р.к}$ мало изменяются и могут приниматься практически постоянными. Удельный расход тепла в генераторе $q_г$ непрерывно растет по мере выпаривания раствора.

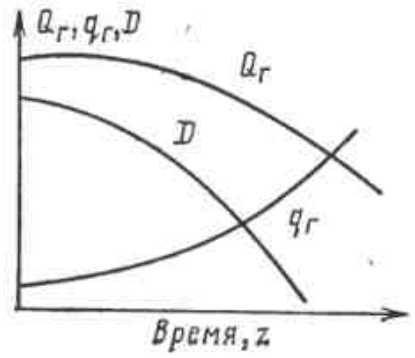


Рис. 5.12. Характер изменения работы установки в период зарядки.

На рис. 5.12 показан характер изменения режима работы установки во времени в период зарядки. При постоянной температуре греющей среды тепловая нагрузка генератора $Q_г$ непрерывно снижается, так как растет температура кипящего раствора $t_г$ и падает средняя разность температур. Поскольку по мере выпаривания раствора $Q_г$ снижается, а удельный расход тепла $q_г$ растет, подача пара в конденсатор $D=Q_г/q_г$ непрерывно уменьшается. При значительном снижении подачи пара в конденсатор зарядка установки заканчивается.

Разрядка установки также происходит в условиях непрерывно изменяющихся параметров. Состояние раствора в генераторе-абсорбере в конце зарядки определяется точкой $4'$ (см. рис. 5.11,*б*). В этом состоянии концентрация раствора равна $\xi_{р.к}$, температура — $t_{г.к}$ и давление — $p_к$.

В начале разрядки температура раствора в генераторе-абсорбере снижается за счет внешнего отвода тепла до $t_а=t_с$. При этом давление в генераторе-абсорбере снижается с $p_к$ до p'_0. При давлении p'_0 включается в работу испаритель и установка начинает вырабатывать холод.

В процессе разрядки пар рабочего агента поступает из испарителя в абсорбер и концентрация раствора в абсорбере растет. Так как температура $t_а$ раствора в абсорбере ограничена температурой охлаждающей среды $t_с$, то повышение концентрации раствора вызывает повышение давления в абсорбере и испарителе.

Если в начале разрядки установки при концентрации раствора $\xi_{р.к}$ давление в установке равно p'_0, то в конце разрядки, когда концентрация раствора повышается до $\xi_{р.н}$, давление в установке возрастает до p''_0.

В соответствии с ростом давления в установке повышается температура испарения. В начале разрядки температура испарения равна $t_{0н}$, а в конце $t_{0к}$.

При заданной температуре охлаждаемой среды повышение температуры испарения приводит к снижению холодопроизводительности установки во времени в связи с уменьшением разности температур в испарителе. Когда холодопроизводительность установки резко снижается, процесс разрядки заканчивается.

5.8. АБСОРБЦИОННО-ДИФФУЗИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

При введении в контур, кроме рабочего агента и абсорбента, третьей среды в виде легкого газа можно создать абсорбционную установку непрерывного действия, не имеющую такого механизма, как насос. Такие установки небольшой производительности находят широкое применение для бытовых холодильников.

На рис. 5.13 приведена в качестве иллюстрации принципиальная схема абсорбционно-диффузионной установки холодильного шкафа завода «Газоаппарат». Рабочим агентом в этой установке служит аммиак NH_3, абсорбентом — вода H_2O, диффузионной средой — водород H_2.

Охлаждающей средой в конденсаторе *III*, абсорбере *V* и дефлегматоре *II* служит воздух, омывающий эти аппараты снаружи. Теплоотдача происходит в условиях свободной конвекции. В качестве греющего источника используется электрическая энергия.

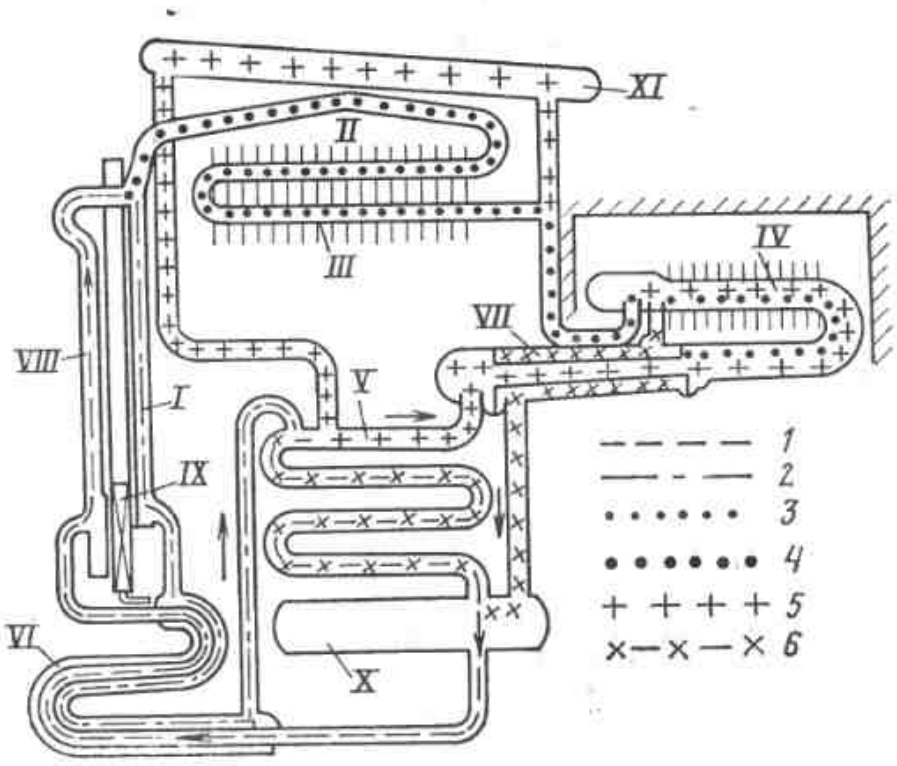


Рис. 5.13. Принципиальная схема абсорбционно-диффузионной установки холодильного шкафа.

I — генератор; *II* — дефлегматор; *III* — конденсатор; *IV* — испаритель; *V* — абсорбер; *VI* — теплообменник раствора; *VII* — охладитель жидкого аммиака и водорода; *VIII* — термосифон; *IX* — электронагреватель; *X* — ресивер абсорбера; *XI* — ресивер водорода; *1* — крепкий водоаммиачный раствор; *2* — слабый аммиачный раствор; *3* — пары аммиака; *4* — жидкий аммиак; *5* — водород; *6* — смесь водорода и паров аммиака.

Во время работы во всех аппаратах установки устанавливается одинаковое полное давление $p \approx 1{,}4 \div 1{,}6$ МПа. Однако парциальные давления аммиака $p_а$ и водорода $p_в$, являющиеся слагаемыми полного давления, различны в отдельных аппаратах. Разность парциальных давлений $(p_а - p_в)$ в установке используется как основная движущая сила циркуляции рабочего агента NH_3, абсорбента H_2O и диффузионной среды H_2.

Работа установки происходит следующим образом. Крепкий раствор из ресивера абсорбера *X* поступает в теплообменник раствора *VI*, где он подогревается проходящим противотоком к нему слабым раствором, направляющимся из генератора *I* в абсорбер. Подогретый крепкий раствор поступает в термосифон *VIII*; к нему подводится тепло от электронагревателя *IX*. В термосифоне раствор частично вскипает и в виде эмульсии подается в генератор, где продолжается кипение раствора теплом, подведенным от электронагревателя. Из нагревателя пары аммиака с некоторой примесью абсорбента (воды) поступают в дефлегматор, где благодаря внешнему охлаждению происходят частичное выделение флегмы и обогащение паров рабочим агентом.

После дефлегматора пары рабочего агента поступают в конденсатор, где за счет внешнего охлаждения они конденсируются. Конденсат рабочего агента попадает в охладитель *VII*, где он дополнительно охлаждается в результате теплообмена с холодными парами после испарителя, направляющимися в охладитель *VII*.

Охлажденный конденсат поступает в испаритель *IV*, в котором находится смесь паров аммиака NH_3 и водорода H_2 под общим давлением 1,4—1,6 МПа.

Парциальное давление аммиака в этой смеси составляет 0,3—0,4 МПа. В результате резкого падения давления аммиак в испарителе вскипает. Температура его кипения устанавливается в соответствии с парциальным давлением.

В результате подвода тепла к испарителю от охлаждаемой среды жидкий аммиак испаряется. Пары аммиака смешиваются в испарителе с водородом, поступающим в испаритель из верхней точки абсорбера через охладитель. Смесь паров аммиака и водорода отводится из испарителя через охладитель *VII* в абсорбер *V*.

Одновременно в абсорбер поступает из генератора слабый раствор, предварительно охлажденный в теплообменнике раствора. Здесь пары аммиака поглощаются слабым раствором. Теплота абсорбции отводится через развитую внешнюю поверхность абсорбера. Жидкий крепкий раствор поступает в ресивер абсорбера, а водород отводится из верхней точки абсорбера через охладитель в испаритель.

Преимущество абсорбционно-диффузионных установок определяется простотой устройства благодаря отсутствию движущихся механизмов и связанной с этим надежностью работы.

В энергетическом отношении абсорбционно-диффузионные холодильники с электрическим обогревом уступают парокомпрессионным, поскольку в качестве источника тепла высокого потенциала в них ис-

пользуется один и тот же вид энергии — электрическая энергия, а холодильные коэффициенты абсорбционных установок ниже, чем у компрессионных.

Энергетическая экономичность абсорбционно-диффузионных установок значительно повышается при использовании для обогрева генератора отработавшего тепла или газового топлива.

5.9. ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ АБСОРБЦИОННЫХ И КОМПРЕССИОННЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

При проектировании систем хладоснабжения тип холодильной установки выбирается на основе технико-экономических расчетов. Поскольку основной статьей эксплуатационных расходов для холодильных установок всех типов являются, как правило, затраты на энергию, то существенный интерес представляет разработка метода энергетического сравнения различных типов холодильных установок [42].

В настоящей главе приведен метод энергетического сравнения абсорбционных и компрессионных холодильных установок. В них для выработки холода используются различные виды энергии: в абсорбционных установках в основном используется тепло, в компрессионных — электрическая энергия. Это энергии различного качества. На выработку одной единицы этих видов энергии расходуется различное количество первичных энергоресурсов.

В условиях СССР основным первичным ресурсом для выработки тепла и электрической энергии служит топливо; в настоящее время — органическое (уголь, мазут, газ и др.), в дальнейшем и ядерное.

Для энергетического сопоставления абсорбционных и компрессионных холодильных установок необходимо привести удельный расход энергии на выработку холода к одному и тому же виду первичных энергоресурсов, т. е. к расходу топлива. Поскольку в энергетике используются разные виды топлива, то для их сравнения установлено эквивалентное топливо, так называемое условное топливо, под которым понимается топливо с низшей теплотой сгорания $Q^{р}_{н}=29\,300$ кДж/кг.

Широко используемым на практике энергетическим показателем холодильных установок является, как известно, холодильный коэффициент, представляющий собой отношение количества выработанного холода к затраченной энергии.

Холодильный коэффициент (брутто) компрессионных установок учитывает только расход электрической энергии на работу компрессоров

$$\varepsilon_{к}=aQ_0/W_{к}, \qquad (5.56)$$

где Q_0 — количество выработанного холода, кВт·ч или ГДж; $W_{к}$ — расход электроэнергии на привод компрессоров, кВт·ч; a — размерный коэффициент, значение которого зависит от единиц измерения количества холода, при Q_0 в киловатт-часах $a=1$; при Q_0 в гигаджоулях $a=278$ кВт·ч/ГДж.

Удельный расход условного топлива (первичного энергоресурса) на выработку единицы холода в компрессионной холодильной установке

$$b_{к}=\frac{ab_{э}}{\varepsilon_{к}}(1+\beta_{к}), \qquad (5.57)$$

где $b_{э}$ — удельный расход условного топлива (нетто) в энергосистеме на отпуск электроэнергии, кг/(кВт·ч); $\beta_{к}$ — коэффициент расхода на собственные нужды, т. е. на привод вспомогательного оборудования (насосов, вентиляторов), с помощью которого тепло из аппаратов (конденсатора и др.) компрессионной установки отводится в окружающую среду; для предварительных расчетов можно принимать $\beta_{к}=0{,}05\div0{,}07$.

В условиях СССР, где широко развита теплофикация, для выработки холода можно применять аб-

сорбционные холодильные установки, использующие отработавшее тепло теплоэлектроцентралей. В этих условиях расход электрической энергии на выработку холода в компрессионных установках закономерно рассматривать как замыкающий вид электропотребления. Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, используемой в компрессионных холодильных установках, можно оценивать по среднему удельному расходу топлива на конденсационных тепловых электростанциях. В среднем в современных энергосистемах $b_э = 0{,}34 \div 0{,}36$ кг/(кВт·ч).

Холодильный коэффициент (брутто) абсорбционной холодильной установки, представляющий собой отношение количества выработанного холода Q_0 к затрате тепла в генераторе $Q_г$,

$$\varepsilon_а = Q_0/Q_г. \qquad (5.58)$$

Удельный расход условного топлива на выработку холода в абсорбционных холодильных установках

$$b_а = \frac{b_т}{\varepsilon_а}(1 + \beta_а), \qquad (5.59)$$

где $b_т$ — удельный расход условного топлива (нетто) на единицу отпускаемого тепла; $\beta_а$ — коэффициент расхода на собственные нужды, т. е. на привод вспомогательного оборудования (насосов, вентиляторов), с помощью которого тепло из абсорбера, конденсатора и дефлегматора отводится в окружающую среду; для предварительных расчетов можно принимать $\beta_а = 0{,}1 \div 0{,}15$.

Из совместного решения уравнений (5.57) и (5.59) выводится условие одинаковой энергетической экономичности абсорбционных и компрессионных установок

$$\frac{\varepsilon_а}{\varepsilon_к} = \frac{b_т(1 + \beta_а)}{ab_э(1 + \beta_к)}. \qquad (5.60)$$

При $\frac{\varepsilon_а}{\varepsilon_к} > \frac{b_т(1 + \beta_а)}{ab_э(1 + \beta_к)}$ энергетически выгоднее абсорбционные установки. При обратном знаке неравенства выгоднее компрессионные установки.

Как видно из уравнения (5.60), энергетическая целесообразность сравниваемых типов холодильных установок в значительной мере зависит от удельных расходов топлива на выработку тепла $b_т$ и электроэнергии $b_э$.

При современном развитии советской теплоэнергетики, когда доля выработки электроэнергии на конденсационных электростанциях с высокими и сверхкритическими начальными параметрами (13 и 24 МПа) превышает 85% суммарной выработки этих станций, средний удельный расход топлива (нетто) на отпуск электроэнергии от конденсационных электростанций является сравнительно стабильной величиной. Что же касается удельного расхода топлива (нетто) на отпуск тепла $b_т$, то он может изменяться в весьма широких пределах в зависимости от источника выработки этого тепла.

Между тем от значения $b_т$ существенно зависит энергетическая экономичность абсорбционных холодильных установок. Чем ниже $b_т$, тем шире целесообразная область использования абсорбционных холодильных установок, так как в этом случае граница равной экономичности сдвигается в сторону более низких значений $\varepsilon_а$ или более высоких значений $\varepsilon_к$. При наличии на производстве избыточных тепловых ресурсов, которые не находят использования для собственных нужд предприятия, можно принимать $b_т = 0$. В этом случае абсорбционные установки энергетически целесообразны практически при любых, даже весьма малых, значениях холодильного коэффициента $\varepsilon_а$.

При использовании других источников тепла удельный расход условного топлива на его выработку зависит от типа и технического совершенства источника, а при использовании отработавшего тепла

теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) — также от его параметров. При теплоснабжении от котельной удельный расход условного топлива, кг/ГДж, зависит от ее КПД

$$b_т = 34{,}2/\eta_к. \qquad (5.61)$$

В частном случае при $\eta_к = 0{,}85$ $b_т = 40$ кг/ГДж.

Значительно ниже удельный расход топлива на выработку тепла при теплофикации, т. е. при использовании для теплоснабжения отработавшего тепла теплоэлектроцентралей.

Если при теплофикации отнести экономию топлива, получаемую на ТЭЦ за счет комбинированной выработки электроэнергии, не на электроэнергию, как это принято по действующей в настоящее время методике, а на отпущенное тепло, то удельный расход условного топлива на выработку тепла определится формулой

$$b_т = \left(\frac{34{,}2}{\eta_к} - э_т \Delta b^э_т\right), \qquad (5.62)$$

где $э_т$ — удельная комбинированная выработка электроэнергии на базе теплового потребления, кВт·ч/ГДж; $\Delta b^э_т$ — удельная экономия условного топлива при комбинированной выработке электроэнергии, т. е. разница в удельных расходах топлива при конденсационной и комбинированной выработке, кг/(кВт·ч).

При современном уровне тепловой экономичности конденсационных тепловых электростанций и теплоэлектроцентралей $\Delta b^э_т = 0{,}15 \div 0{,}20$ кг/(кВт·ч). Для предварительных расчетов можно принимать в среднем $\Delta b^э_т = 0{,}175$ кг/(кВт·ч).

Удельная комбинированная выработка $э_т$ зависит от начальных параметров пара p_0 и t_0 на теплоэлектроцентралях и параметров пара в отборах турбин, достаточно точно характеризуемых температурой его насыщения $t_н$.

С достаточной точностью $э_т$, кВт·ч/ГДж, можно определять по формулам:

при $p_0 = 9$ МПа и $t_0 = 535$°С
$э_т = 186 - 0{,}72\, t_н$; (5.63а)
при $p_0 = 13$ МПа и $t_0 = 555$°С
$э_т = 210 - 0{,}72\, t_н$. (5.63б)

Из совместного решения уравнений (5.62) и (5.63) выводятся выражения для определения удельного условного расхода топлива на выработку тепла на теплоэлектроцентралях. При $\eta_к = 0{,}85$ и $\Delta b^э_т = 0{,}175$ кг/(кВт·ч) эти выражения принимают следующий вид:

для $p_0 = 9$ МПа и $t_0 = 535$°С
$b_т = 7{,}2 + 0{,}126\, t_н$; (5.64а)
для $p_0 = 13$ МПа и $t_0 = 555$°С
$b_т = 3{,}3 + 0{,}126\, t_н$. (5.64б)

Правая часть уравнения (5.60) зависит фактически только от источника и параметров используемого тепла, определяющих удельный расход топлива на выработку тепла $b_т$. При заданном источнике и параметрах используемого тепла, т. е. при заданном значении $b_т$, отношение $\varepsilon_а/\varepsilon_к$ — величина постоянная. Поэтому в прямоугольных координатах $\varepsilon_к - \varepsilon_а$ граничная линия равной энергетической экономичности абсорбционных и компрессионных холодильных установок является прямой, проходящей через начало координат. Угловой коэффициент этой прямой, равный $\varepsilon_а/\varepsilon_к$, зависит практически только от значения $b_т$, т. е. от вида источника и параметров отработавшего тепла.

На рис. 5.14 приведены линии равной энергетической экономичности абсорбционных и компрессионных холодильных установок при разных источниках тепла (котельные и ТЭЦ) и разных начальных параметрах ТЭЦ и отработавшего тепла.

При построении рис. 5.14 приняты: $\eta_к = 0{,}85$; $b_э = 0{,}35$ кг/(кВт·ч).

Над граничными линиями находится область T более высокой энер-

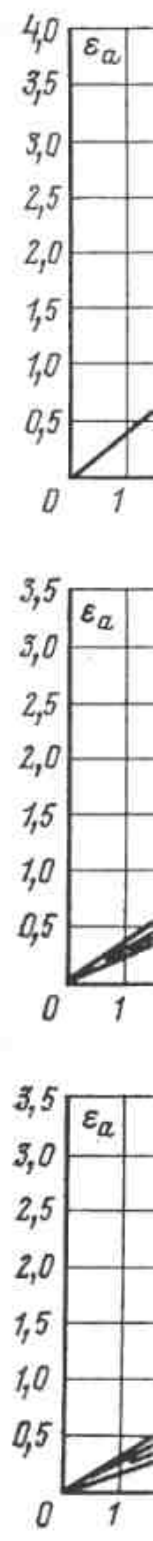


Рис. 5.14. экономичн онных хол
а — теплосна жение от ТЭ 535 °С; *в* — т параметрам

гетическо пользую новок, т ласть Э ской эко зующих вок.

Чем в пара на (темпера боре тур

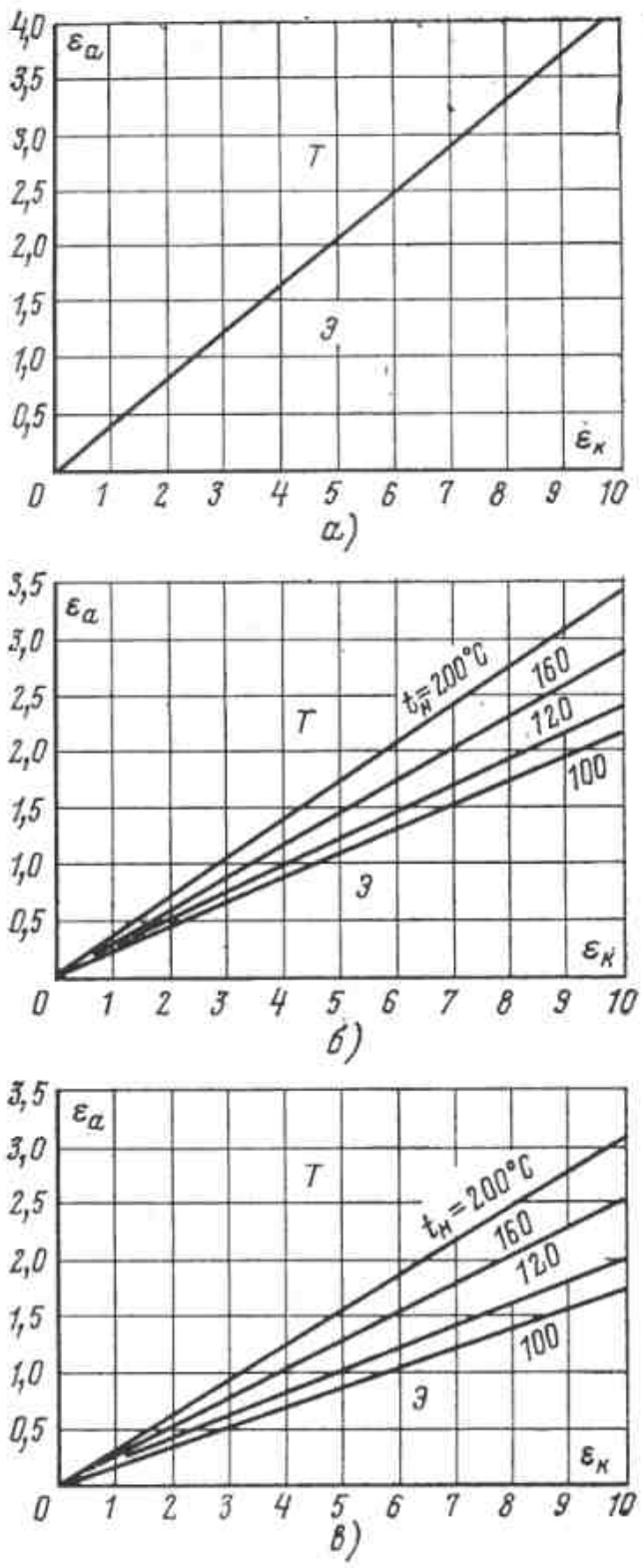


Рис. 5.14. Линии равной энергетической экономичности абсорбционных и компрессионных холодильных установок.

а — теплоснабжение от котельной; *б* — теплоснабжение от ТЭЦ с начальными параметрами 9 МПа, 535 °С; *в* — теплоснабжение от ТЭЦ с начальными параметрами 13 МПа, 555 °С.

гетической экономичности теплоиспользующих (абсорбционных) установок, под этими линиями — область *Э* более высокой энергетической экономичности электроиспользующих (компрессионных) установок.

Чем выше начальные параметры пара на ТЭЦ и ниже давление пара (температура насыщения $t_н$) в отборе турбин, тем меньше угловой коэффициент линий равной экономичности и, следовательно, шире область энергетической экономичности абсорбционных установок. Так, если для заданных условий работы в компрессионной установке может быть получен холодильный коэффициент $\varepsilon_к=4$, то равноэкономичная ей по расходу топлива абсорбционная установка должна иметь следующие холодильные коэффициенты:

при теплоснабжении от котельной $\varepsilon_а=1{,}7$;

при теплоснабжении от ТЭС с начальными параметрами пара 13 МПа, 555°С и использовании пара из отбора давлением 0,1 МПа ($t_н=100$°С) $\varepsilon_а=0{,}68$.

Из совместного решения уравнений (5.57) и (5.59) выводится выражение для расчета удельной экономии условного топлива на единицу выработанного холода при использовании абсорбционной холодильной установки вместо компрессионной

$$\Delta b_х = b_к - b_а = \frac{ab_э}{\varepsilon_к}(1+\beta_к) - \frac{b_т}{\varepsilon_а}(1+\beta_а). \qquad (5.65)$$

Экономия топлива имеет место при $\Delta b_х > 0$.

В уравнении (5.65) единицы измерения величин $\Delta b_х$, $b_т$, $a\,b_э$ должны совпадать.

Пример 5.2. При выработке холода заданных параметров в компрессионной холодильной установке может быть получен холодильный коэффициент $\varepsilon_к=3$, а в абсорбционной установке, обогреваемой паром из отбора давлением 0,1 МПа ($t_н=100$°С), $\varepsilon_а=0{,}8$. Начальные параметры пара на ТЭЦ 13 МПа, 555°С.

Определить удельную экономию условного топлива на 1 ГДж вырабатываемого холода.

Р е ш е н и е. По формуле (5.64б)
$b_т=3{,}3+0{,}126\cdot100=16$ кг/ГДж.

По формуле (5.65)

$$\Delta b_х = \frac{278\cdot0{,}35}{3}1{,}06 - \frac{16}{0{,}8}1{,}1 = 12 \text{ кг/ГДж}.$$

В ближайшей перспективе намечается значительный рост промыш-

ленного и городского хладопотребления.

Для промышленных целей требуется значительное количество как технологического холода в основном на уровне от —5 до —60°С, так и холода для установок кондиционирования воздуха при температурах от 0 до 10°С.

Выработка технологического холода является, как правило, круглогодовой нагрузкой. Для этой цели обычно используются водоаммиачные абсорбционные холодильные установки. Потребление холода для систем кондиционирования воздуха имеет в основном сезонный характер. Для выработки такого холода широко используются бромистолитиевые абсорбционные холодильные установки.

Важное значение имеет выбор источника теплоснабжения таких установок.

Для теплоснабжения промышленных абсорбционных холодильных установок целесообразно использовать в первую очередь вторичные тепловые ресурсы, имеющиеся во многих отраслях промышленности (черная и цветная металлургия, нефтепереработка и нефтехимия, химическая, целлюлозно-бумажная и др.), а также пар из отборов турбин ТЭЦ, расположенных обычно в районах крупных промышленных предприятий.

Для снабжения теплом городских абсорбционных холодильных установок целесообразно использовать системы теплофикации.

Поскольку работа систем кондиционирования имеет сезонный характер, то энергоснабжение абсорбционных холодильных установок этих систем от ТЭЦ позволяет повысить тепловую нагрузку ТЭЦ в периоды, когда на них имеется свободная тепловая мощность. Такое решение способствует выравниванию годового графика тепловой нагрузки ТЭЦ и позволяет вводить в работу вновь сооружаемые системы кондиционирования воздуха без сооружения дополнительных источников их энергоснабжения.

Глава шестая

Струйные трансформаторы тепла

6.1. ТИПЫ СТРУЙНЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

В струйных трансформаторах процесс повышения потенциала тепла осуществляется за счет кинетической энергии потока пара или газа, в которую превращается внутренняя энергия рабочего потока, подведенного к установке.

В настоящее время находят применение два типа струйных трансформаторов — эжекторные и вихревые.

В эжекторных установках трансформация тепла осуществляется по повысительной схеме. В установку поступает поток рабочего пара или газа под высоким давлением $p_р$ с температурой $T_р$. За счет энергии рабочего потока осуществляется сжатие инжектируемого потока пара или газа низкого давления $p_н$, имеющего температуру $T_н$. Из установки выходит смешанный поток рабочей и инжектируемой сред под некоторым средним давлением $p_с$ с температурой $T_с$.

Повышение давления потока инжектируемой среды $p_н$ до $p_с$ сопровождается повышением его температуры с $T_н$ до $T_с$.

Основным элементом эжекторных трансформаторов тепла, в котором непосредственно происходит повышение давления (сжатие) инжектируемой среды, служит струйный аппарат. Струйные аппараты, применяемые в трансформаторах тепла, можно условно по степени повышения давления разделить на две группы — компрессоры и эжекторы.

Струйными компрессорами называются аппараты с умеренной степенью повышения давления $p_c/p_н$, где p_c — давление сжатой среды на выходе из аппарата, $p_н$ — давление инжектируемой среды перед аппаратом. Степень повышения давления, развиваемая струйными компрессорами, находится в пределах $1{,}2 \leqslant p_c/p_н \leqslant 2{,}5$.

К струйным эжекторам относятся аппараты с более высокой степенью повышения давления $p_c/p_н \geqslant 2{,}5$. Струйные эжекторы применяются обычно в установках, где требуется поддерживать глубокий вакуум, например в пароэжекторных холодильных установках.

В вихревых установках трансформация тепла осуществляется по расщепительной схеме. В установку поступает поток газа с некоторой средней температурой T_c при давлении p_c. В результате трансформации этот поток расщепляется (разделяется) на два: один с более высокой температурой $T_в > T_c$, другой с низкой температурой $T_н < T_c$. Давление газа, выводимого из установки, ниже давления газа, подводимого к ней: $p_н < p_c$; $p_в < p_c$. Вихревые установки, как правило, работают по разомкнутой схеме.

Несмотря на то, что эжекторные и вихревые трансформаторы тепла основаны на разных принципах, они выполняют одни и те же технические задачи, а именно: отвод тепла с уровня, лежащего ниже температуры окружающей среды ($T_н < T_{о.с}$), до температурного уровня окружающей среды $T_{о.с}$ или (и) повышение потенциала тепла с более низкого температурного уровня $T_н$ или T_c до более высокого $T_в$.

6.2. ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ

При расчете струйных трансформаторов тепла удобно использовать газодинамические функции, связывающие приведенную адиабатную (изэнтропную) скорость потока газа или пара с его термодинамическими параметрами [18].

Под приведенной адиабатной скоростью понимается отношение скорости газа при его адиабатном течении к критической скорости

$$\lambda = w_а/a_*, \qquad (6.1)$$

где $w_а$ — адиабатная скорость, м/с; a_* — критическая скорость, м/с.

Критическая скорость газа, представляющая собой действительную скорость газа, равную местной скорости звука, определяется по формуле

$$a_* = \sqrt{2k/(k+1)}\sqrt{RT_т} = \sqrt{2k/(k+1)}\sqrt{p_т v_т}, \qquad (6.2)$$

где k — показатель адиабаты для идеального газа, $k = c_p/c_v$; R — газовая постоянная, Дж/кг, К; $T_т$ — температура торможения, т. е. температура газа в изэнтропно заторможенном состоянии, К; $p_т$ — давление торможения, т. е. давление газа в адиабатно заторможенном состоянии, Па [1]; $v_т$ — удельный объем газа в заторможенном состоянии, м³/кг.

Параметр λ может изменяться в пределах от $\lambda = 0$, что соответствует неподвижному потоку, до $\lambda_{макс} = \sqrt{(k+1)/(k-1)}$, что соответствует истечению потока в абсолютный вакуум.

Для двухатомных газов

$$k = 1{,}4;\ \sqrt{2k/(k+1)} = 1{,}086;\ \lambda_{макс} = 2{,}45.$$

Для перегретого водяного пара $k = 1{,}3$; $\sqrt{2k/(k+1)} = 1{,}06$, $\lambda_{макс} = 2{,}77$.

Для сухого насыщенного водяного пара

$$k = 1{,}13;\ \sqrt{2k/(k+1)} = 1{,}03;\ \lambda_{макс} = 4{,}05.$$

Наиболее часто используются следующие газодинамические функции:

функция $\tau(\lambda)$ — относительная температура, т. е. отношение абсолютной температуры T изэнтропно движущегося газа в данном сечении к абсолютной температуре торможения,

$$\tau = T/T_т = 1 - \lambda^2(k-1)/(k+1); \qquad (6.3)$$

функция $\Pi(\lambda)$ — относительное давление, т. е. отношение статического давления

[1] Здесь и далее все давления абсолютные.

p движущегося газа в данном сечении к давлению торможения $p_т$,

$$\Pi = p/p_т = [1 - \lambda^2 (k-1)/(k+1)]^{(k-1)}; \quad (6.4)$$

функция $\varepsilon(\lambda)$ — относительная плотность, т. е. отношение плотности ρ движущегося в данном сечении к плотности $\rho_т$ заторможенного потока,

$$\varepsilon = \rho/\rho_т = [1 - \lambda^2 (k-1)/(k+1)]^{\frac{1}{k-1}}. \quad (6.5)$$

В приложении 1 показано графическое протекание функций τ, Π, $\varepsilon = f(\lambda)$ при трех значениях показателя адиабаты k=1,4; 1,3; 1,13.

Из более сложных газодинамических функций при расчете струйных аппаратов весьма часто используется функция $q(\lambda)$, представляющая собой относительную массовую скорость, т. е. отношение массовой скорости $w\rho$ изэнтропно движущегося потока в данном сечении к массовой скорости этого потока $a_*\rho_*$ в критическом сечении:

$$q = \frac{w\rho}{a_*\rho_*} = \frac{w}{a^*} \frac{\rho}{\rho_т} \frac{\rho_т}{\rho_*} = \frac{\lambda\varepsilon}{\varepsilon_*}. \quad (6.6)$$

Из выражения (6.6) следует, что функция q равна отношению критического сечения потока к данному сечению:

$$q = f_*/f, \quad (6.7)$$

где f_* — критическое сечение потока; f — данное сечение потока.

Для критического сечения $f = f_*$, $\varepsilon = \varepsilon_*$, $\lambda = \lambda_*$ и $q_* = \lambda_* = 1$.

В различных модификациях функцию q можно записать так:

$$q = \frac{f_*}{f} = \frac{\varepsilon\lambda}{\varepsilon_*} = \lambda_{макс} \left(\frac{\Pi}{\Pi_*}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \Pi^{\frac{k-1}{k}}} =$$

$$= \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}} =$$

$$= \lambda_{макс} \frac{\varepsilon}{\varepsilon_*} \sqrt{1 - \varepsilon^{k-1}}. \quad (6.8)$$

При $\lambda = 0$ $q = 0$; при $\lambda = 1$ $q = 1$; при $\lambda = \lambda_{макс}$ $q = 0$. Как видно из уравнения (6.8), значению $q = 0$ или $\lambda[1 - \lambda^2(k-1)/(k+1)]^{1/(k-1)} = 0$ соответствуют два значения λ. Одно из них $\lambda = 0$, т. е. скорость потока равна нулю; второе $[1 - \lambda^2 \times (k-1)/(k+1)]^{1/(k-1)} = 0$ или $\lambda = \sqrt{(k+1)/(k-1)} = \lambda_{макс}$, что соответствует истечению потока в абсолютный вакуум. Графическое протекание функции $q = f(\lambda)$ также показано в приложении 1.

В парожидкостных рефрижераторных и ожижительных установках струйные аппараты часто работают на реальных газах или насыщенном паре. В таких средах показатель адиабаты k — переменная величина,

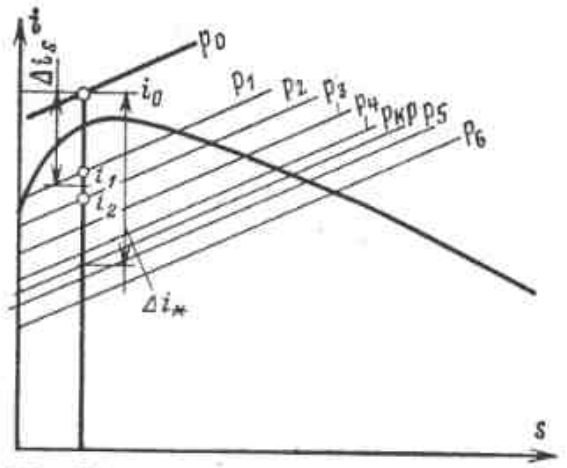


Рис. 6.1. К определению критических параметров потока.

поэтому использование уравнений (6.1)—(6.6) неудобно.

Скорость звука в указанных средах может быть определена на основании формулы Лапласа

$$a = \sqrt{(\partial p/\partial\rho)_s}, \quad (6.9а)$$

где ∂p — бесконечно малое изэнтропное изменение давления, Па; $\partial\rho$ — изменение плотности среды при изменении давления ∂p, кг/м³.

Для технических расчетов формула Лапласа может быть записана в следующем виде:

$$a = \sqrt{(\Delta p/\Delta\rho)_s}, \quad (6.9б)$$

где a — средняя скорость звука в среде в диапазоне указанного изменения давления среды; Δp — сравнительно небольшое конечное изэнтропное изменение давления; $\Delta\rho$ — конечное изменение плотности среды при указанном изменении давления.

Пренебрегая начальной скоростью потока перед аппаратом из-за ее незначительности, можно скорость потока при адиабатном расширении определять по формуле

$$w_а = \sqrt{2(\Delta i)_s}, \quad (6.10а)$$

где $(\Delta i)_s$ — изэнтропное изменение энтальпии потока, Дж/кг.

На основе уравнений (6.9б) и (6.10а) из условия $w_а = a = a_*$ можно вычислять изэнтропный перепад энтальпий $(\Delta i_*)_s$, соответствующий расширению потока от заторможенного состояния до его критической скорости:

$$(\Delta i_*)_s = 0{,}5(\Delta p/\Delta\rho)_s. \quad (6.10б)$$

Критическая скорость потока

$$a_* = \sqrt{2(\Delta i_*)_s}. \quad (6.11)$$

Для определения $(\Delta i_*)_s$ поступают следующим образом (рис. 6.1). На i, s-диаграмме через точку O с параметрами p_0, i_0, определяющими заторможенное состояние среды, проводят изэнтропу s=const. Наносят ряд изобар p_1, p_2, p_3, p_4 в области $p < p_0$. Для каждого диапазона значений

$\Delta p=(p_1-p_2)$ или (p_2-p_3) и т. д. определяют значение $(\Delta p/\Delta\rho)_s$ и

$$(\Delta i_s)=i_0-i_{cp},$$

где $i_{cp}=(i_1+i_2)/2$ или $i_{cp}=(i_2+i_3)/2$ и т. д.

Сравнивают $(\Delta i)_s$ и $(\Delta p/\Delta\rho)_s$. Находят диапазон давлений Δp, удовлетворяющий уравнению (6.10б). Значение (Δi_*), удовлетворяющее уравнению (6.10б), и является $(\Delta i_*)_s$.

Изобара, проходящая через точку с энтальпией $(\Delta i_*)_s$, определяет критическое давление потока $p_{кр}$.

6.3. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА И КПД СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА

Наиболее общим случаем расчета струйных аппаратов является расчет струйного компрессора, т. е. аппарата с большой степенью снижения давления рабочего потока и умеренной степенью повышения давления инжектируемого потока. Поэтому изложение теории эжекторных трансформаторов тепла начинается с расчета струйного компрессора.

На рис. 6.2,*а* представлена принципиальная схема струйного компрессора; на рис. 6.2,*б* показано изменение статических давлений. Рабочий газ с давлением $p_р$ и скоростью $w_р$ подводится к рабочему соплу *. Последнее имеет расширяющуюся форму, поскольку степень снижения давления газа в сопле $p_н/p_р<\Pi_*$.

В результате расширения давление газа в сопле падает с $p_р$ до $p_{р1}=p_н$, а скорость увеличивается с $w_р$ до $w_{р1}$. Рабочий газ, выходящий из сопла в приемную камеру со скоростью $w_{р1}$, подсасывает из приемной камеры газ, который подводится в приемную камеру с давлением $p_н$.

По мере удаления от сопла массовый расход движущегося потока непрерывно увеличивается за счет инжектируемой среды, а поперечное сечение движущегося потока непрерывно растет. На некотором расстоянии от выходного сечения сопла поток, движущийся по направлению к камере смешения, заполняет все сечение f_4 приемной камеры.

* Поскольку скорость газа $w_р$ в подводящем трубопроводе, как правило, невелика, то давление газа $p_р$ практически равно давлению торможения $p_т$.

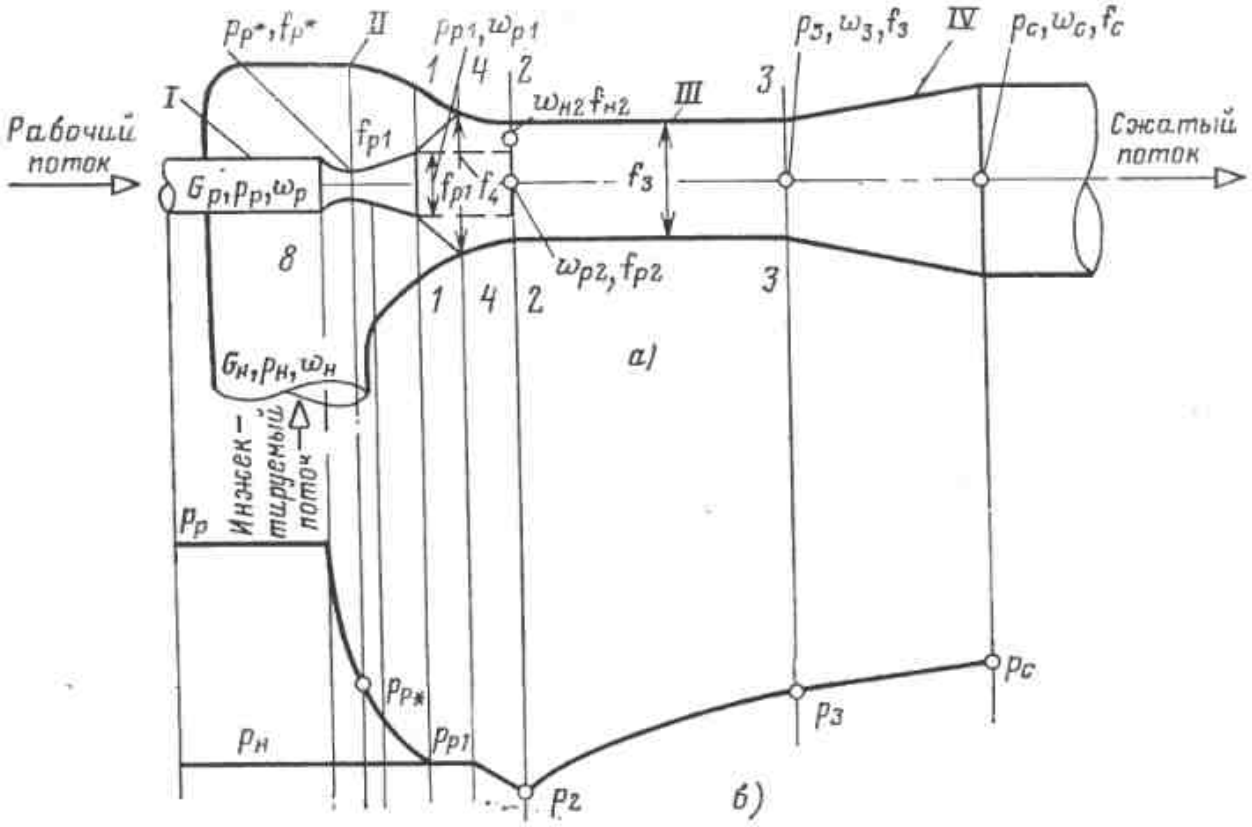


Рис 6.2. Схема струйного компрессора.

а — схема струйного аппарата; *б* — изменение давления вдоль струйного аппарата; *I* – рабочее сопло; *II* — приемная камера; *III* — камера смешения; *IV* — диффузор.

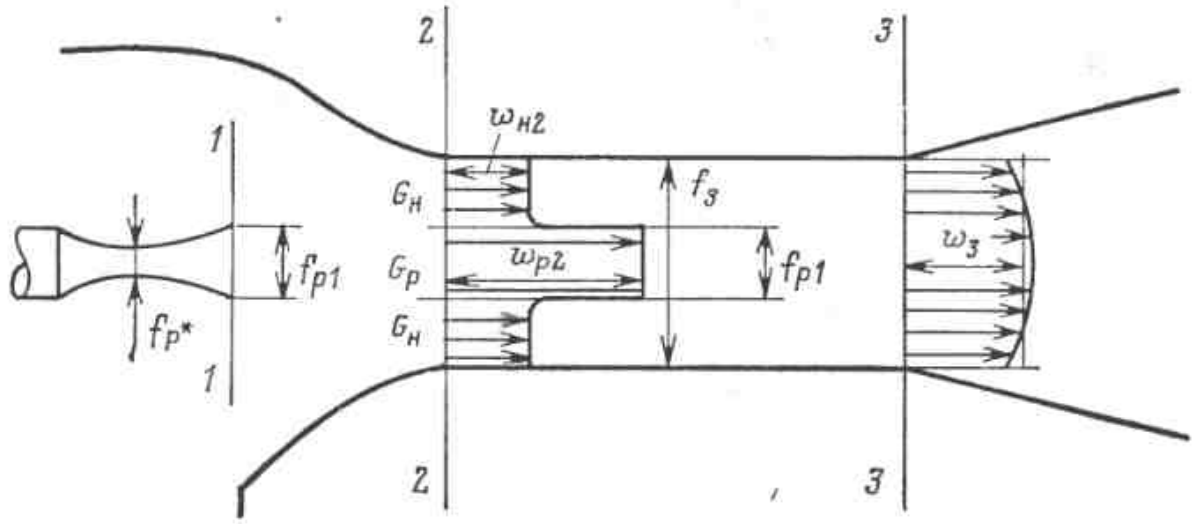


Рис. 6.3. Эпюры скоростей во входном и выходном сечениях цилиндрической камеры смешения.

Сечение, занимаемое потоком, при дальнейшем движении определяется профилем струйного аппарата, так как любое сечение струйного аппарата правее сечения f_4 заполнено движущимся потоком.

Сечение f_4 является конечным сечением приемной камеры и начальным сечением камеры смешения.

Во входном сечении *2-2* цилиндрического участка камеры смешения давление потока равно p_2.

Процесс выравнивания скоростей в камере смешения струйных аппаратов сопровождается изменением давления.

На рис. 6.3 схематически показан профиль скоростей в двух крайних сечениях цилиндрической камеры смешения: входном и выходном. Во входном сечении камеры смешения профиль скоростей неравномерен. Можно условно представить поток во входном сечении состоящим из двух соосных потоков *: центрального с массовым расходом $G_р$ и большой средней скоростью $w_{р2}$ и периферийного с массовым расходом $G_н$ и значительно меньшей скоростью $w_{н2}$.

В выходном сечении камеры смешения поток имеет достаточно равномерный профиль скоростей.

В цилиндрической камере смешения процесс выравнивания скоростей сопровождается ростом давления. Оно повышается от p_2 на входе в камеру до p_3 на выходе из нее. Далее поток поступает в диффузор, где давление его растет с p_3 до $p_с$, а скорость падает с w_3 до $w_с$. При давлении $p_с$ со скоростью $w_с$ смешанный поток выходит из струйного аппарата.

На рис. 6.4 представлен процесс работы струйного компрессора в i, s-диаграмме. Состояние рабочего потока перед компрессором определяется точкой A, инжектируемого потока перед компрессором — точкой D.

Рабочий поток, поступающий в компрессор, расширяется в сопле и

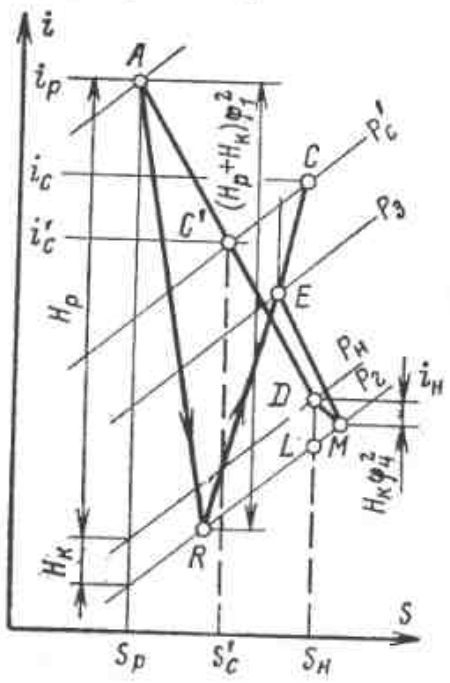


Рис. 6.4. Процесс струйного компрессора на i, s-диаграмме.

* Такой профиль скоростей имеет место, когда выходное сечение рабочего сопла $f_{р1}$ совмещено с входным сечением цилиндрической камеры смешения *2-2*.

на входном участке камеры смешения с давления $p_р$ до давления p_2. Состояние рабочего потока в конце этого расширения определяется точкой R.

В результате превращения части энергии потока $(H_р+H_к)\varphi^2_1$ в кинетическую скорость рабочего потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения достигает $w_{р2}$. Коэффициент скорости φ_1 учитывает потери при расширении рабочего потока.

Инжектируемый газ расширяется на входном участке камеры смешения с давления $p_н$ до давления p_2. Состояние инжектируемого потока в конце этого расширения определяется точкой M. В результате превращения энергии $H_к\varphi^2_4$ в кинетическую скорость инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения достигает $w_{н2}$. Коэффициентом скорости φ_4 учитываются потери при расширении инжектируемого потока.

В камере смешения происходят выравнивание скоростей и повышение давления перемешиваемых потоков. Состояние потока в конце камеры смешения определяется точкой E. Поток имеет некоторую среднюю скорость w_3 и статическое давление p_3.

Далее поток поступает в диффузор, где происходит преобразование кинетической энергии в потенциальную энергию и тепло. Состояние потока после диффузора определяется точкой C.

На основе первого закона термодинамики

$$G_р i_р + G_н i_н = (G_р + G_н) i_с, \qquad (6.12а)$$

где $i_р$, $i_н$, $i_с$ — энтальпии рабочей, инжектируемой и сжатой среды.

Из уравнения (6.12а) находим коэффициент инжекции

$$u = G_н/G_р = (i_р - i_с)/(i_с - i_н). \qquad (6.12б)$$

Из эксергетического баланса следует:

$$G_р e_р + G_н e_н = (G_р + G_н) e_с + \Sigma D, \qquad (6.13а)$$

где $e_р$, $e_н$, $e_с$ — удельные эксергии рабочего, инжектируемого и сжатого потоков, определяемые по формуле (1.10); ΣD — потеря эксергии в аппарате, в идеальном случае $\Sigma D=0$.

Обозначим удельную эксергию сжатого потока при $\Sigma D=0$ через $e'_с$. В этом случае коэффициент инжекции идеального компрессора

$$u' = G_н/G_р = (e_р - e'_с)/(e'_с - e_н) =$$

$$= (s'_с - s_р)/(s_н - s'_с), \qquad (6.13б)$$

где $s_р$, $s_н$, $s'_с$ — удельные энтропии взаимодействующих потоков.

Для идеальных условий работы компрессора действительны как уравнение (6.12б), так и уравнение (6.13б), поэтому

$$u' = (i_р - i'_с)/(i'_с - i_н) =$$

$$= (s'_с - s_р)/(s_н - s'_с), \qquad (6.14)$$

где $i'_с$ — энтальпия сжатого потока в идеальных условиях.

Состоянию сжатого потока в идеальных условиях работы компрессора удовлетворяет на рис. 6.4 точка C', лежащая на прямой AD, соединяющей точки $A(i_р, s_р)$ и $D(i_н, s_н)$. Точка C', определяющая состояние сжатого потока в идеальных условиях, делит прямую AD на участки AC' и $C'D$ в соотношении $AC'/C'D = u'/1$.

В действительном компрессоре $\Sigma D>0$. Поэтому при одном и том же давлении сжатого потока $p'_с$ в действительном компрессоре $i_с > i'_с$, а $u<u'$. Состоянию сжатого потока в действительном компрессоре соответствует на рис. 6.5 точка C.

Если же сравнивать работу идеального и действительного компрессоров при одном и том же коэффициенте инжекции $u=u'$, т. е. при $i_с=i'_с$, то в действительном компрессоре $s_с > s'_с$ и достижимое давление сжатия $p_с < p'_с$.

Коэффициентом полезного действия струйного компрессора называется отношение эксергии, полученной инжектируемым потоком,

к эксергии, затраченной рабочим потоком:

$$\eta = u(e_c - e_н)/(e_р - e_c). \qquad (6.15)$$

Следует иметь в виду, что при заданном давлении сжатия p_c КПД $\eta \neq u/u'$. Как правило, $\eta > u/u'$.

Это объясняется тем, что внутренние необратимые потери в струйном аппарате (удар, трение и др.) наряду со снижением коэффициента инжекции приводят к повышению эксергии сжатого потока. Удельная эксергия сжатого потока в действительном процессе выше, чем в теоретическом, $e_c > e'_c$. Поэтому $(e_р - e_c)/(e_c - e_н) < u'$. Коэффициент полезного действия идеального струйного компрессора, как и механического трансформатора тепла, состоящего из идеальной турбины и идеального компрессора, равен единице.

6.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИНЖЕКЦИИ И ДАВЛЕНИЯ СЖАТИЯ СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА

В большинстве случаев при расчете струйных аппаратов решаются две следующие задачи:

1. Определение достижимого коэффициента инжекции u при заданных параметрах рабочего ($p_р$, $T_р$ или $p_р$, $i_р$) и инжектируемого ($p_н$, $T_н$ или $p_н$, $i_н$) потоков перед аппаратом и заданном давлении сжатия p_c.

2. Определение достижимого давления сжатия при заданных параметрах рабочего и инжектируемого потоков перед аппаратом и заданном коэффициенте инжекции u.

Составим уравнение импульсов для цилиндрического участка камеры смешения между сечениями *2-2* и *3-3* (см. рис. 6.2).

Примем условно с целью упрощения выводов, что до поступления в камеру смешения на участке между плоскостью *1-1*, совпадающей с выходным сечением рабочего сопла и входным сечением *2-2* цилиндрической камеры смешения, рабочий и инжектируемый потоки не смешиваются (рис. 6.2 и 6.3). Тогда уравнение импульсов запишется так:

$$\varphi_2(G_р w_{р2} + G_н w_{н2}) - (G_р + G_н) w_3 = (p_3 - p_{р2}) f_{р2} + (p_3 - p_{н2}) f_{н2}. \qquad (6.16)$$

Здесь и в дальнейшем φ_2 — коэффициент скорости камеры смешения; $G_р$ и $G_н$ — расходы рабочего и инжектируемого потоков, кг/с; $w_{р2}$, $w_{н2}$, w_3 — скорости соответственно рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении и смешанного потока в выходном сечении цилиндрической камеры смешения, м/с; $p_{р2}$, $p_{н2}$, p_3 — статические давления соответственно рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении и смешанного потока в выходном сечении цилиндрической камеры смешения, Па; $f_{р2}$, $f_{н2}$ — площади соответственно рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения, м^2.

Введением в первый член левой части уравнения (6.16) множителя $\varphi_2 < 1$ учитывается потеря количества движения в камере смешения из-за трения. Согласно принятому условию $f_{р2} = f_{р1}$, где $f_{р1}$ — выходное сечение рабочего сопла, и $w_{р2} = w_{р1}$, где $w_{р1}$ — скорость рабочего потока в выходном сечении сопла. При расчетном режиме работы компрессора $p_{р2} = p_{р1} = p_н$, где $p_н$ — давление инжектируемой среды в приемной камере компрессора.

Пренебрегая начальными скоростями $w_р$ и $w_н$ рабочего и инжектируемого потоков из-за относительной их малости и учитывая неизэнтропность процессов расширения и сжатия коэффициентами скорости, получаем следующие уравнения для расчета скорости потоков в характерных сечениях.

Скорость рабочего потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения

$$w_{р2} = \varphi_1 a_{р*} \lambda_{р2} = \varphi_1 a_{р*} \lambda_{р.н}. \qquad (6.17)$$

При $p_{p2}=p_{p.н}$ $\Pi_{p2}=p_{p2}/p_p=p_н/p_p=$ $=\Pi_{p.н}$, откуда $\lambda_{p.н}=\lambda_{p2}$.

Скорость инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения

$$w_{н2}=\varphi_4 a_{н*}\lambda_{н2}. \qquad (6.18)$$

Аналогично, пренебрегая скоростью w_c сжатого потока на выходе из диффузора, можно написать выражение для скорости смешанного потока в выходном сечении камеры смешения

$$w_3=a_{c*}\lambda_{c3}/\varphi_3. \qquad (6.19)$$

В уравнениях (6.17)—(6.19) φ_1, φ_3, φ_4 — коэффициенты скорости соответственно рабочего сопла, диффузора, входного участка камеры смешения; a_{p*}, $a_{н*}$, a_{c*} — критические скорости соответственно рабочего, инжектируемого и сжатого потоков; $\lambda_{p2}=\lambda_{p.н}$, $\lambda_{н2}$, λ_{c3} — приведенные изэнтропные скорости рабочего и инжектируемого потоков соответственно в сечении *2-2* (см. рис. 6.2) и сжатого потока в сечении *3-3*; w_3 — скорость на входе в диффузор, необходимая для изэнтропного сжатия потока в нем с давления p_3 до давления p_c.

В цилиндрической камере смешения

$$f_{p2}+f_{н2}=f_3. \qquad (6.20)$$

Как будет показано далее (§ 6.5), критическое сечение любого потока

$$f_*=\frac{Ga_*}{k\Pi_* p_т}, \qquad (6.21)$$

где G — расход вещества; a_* — критическая скорость; $p_т$ — давление торможения; Π_* — относительное давление в критическом сечении [см. формулу (6.6)]; k — показатель адиабаты.

Согласно уравнению (6.7) площадь любого сечения потока может быть выражена через площадь критического сечения по формуле

$$f=f_*/q, \qquad (6.22)$$

где q — приведенная массовая скорость потока.

На основе уравнений (6.21) и (6.22) площадь рабочего потока в сечении *2-2*

$$f_{p2}=\frac{G_p a_{p*}}{k_p\Pi_{p*}p_p q_{p2}}=\frac{G_p a_{p*}}{k_p\Pi_{p*}p_p q_{p.н}}. \qquad (6.23)$$

В уравнении (6.23) принято $q_{p2}=q_{p.н}$, поскольку при расчетном режиме $p_{p2}=p_{p.н}$ и, следовательно, $\Pi_{p2}=\Pi_{p.н}$.

Площадь инжектируемого потока в сечении *2-2*

$$f_{н2}=\frac{G_н a_{н*}}{k_н\Pi_{н*}p_н q_{н2}}. \qquad (6.24)$$

Площадь смешанного потока в сечении *3-3*

$$f_3=\frac{G_c a_{c*}}{k_c\Pi_{c*}p_c q_{c3}}, \qquad (6.25)$$

где G_c — расход смешанного потока.

В уравнениях (6.23)—(6.25) $q_{p.2}=q_{p.н}$, $q_{н.2}$, q_{c3} — приведенные массовые скорости рабочего и инжектируемого потоков в сечении *2-2* и сжатого потока в сечении *3-3* соответственно.

На основе уравнения (6.20) при цилиндрической камере смешения

$$f_3=\frac{a_{p*}}{k_p\Pi_{p*}p_p q_{p.н}}+\frac{ua_{н*}}{k_н\Pi_{н*}p_н q_{н2}}=$$
$$=\frac{(1+u)a_{c*}}{k_c\Pi_{c*}p_c q_{c3}}. \qquad (6.26)$$

На основе закона сохранения массы

$$G_c=G_p+G_н=G_p(1+u), \qquad (6.27)$$

где $u=G_н/G_p$ — коэффициент инжекции.

Коэффициент инжекции является одним из основных показателей работы струйных аппаратов.

После подстановки в уравнение (6.16) выражений для скоростей по формулам (6.17)—(6.19), выражений для сечений по формулам (6.23)—(6.26), выражений для рас-

ходов по формуле (6.27) и соответствующих преобразований выводится следующее уравнение для расчета коэффициента инжекции газоструйного компрессора:

$$u=\frac{K_1\dfrac{a_{р*}}{a_{с*}}\lambda_{р.н}-K_3\lambda_{с3}}{K_4\lambda_{с3}-K_2\dfrac{a_{н*}}{a_{с*}}\lambda_{н2}}, \qquad (6.28а)$$

где K_1 — коэффициент скорости рабочего потока; K_2 — коэффициент скорости инжектируемого потока:

$$K_1=\varphi_1\varphi_2\varphi_3; \qquad (6.29)$$

$$K_2=\varphi_2\varphi_3\varphi_4; \qquad (6.30)$$

$$K_3=1+\varphi_3\frac{a_{р*}}{a_{с*}}\frac{p_с}{p_р}\frac{(\Pi_{с3}-p_н/p_с)}{k_р\Pi_{р*}\lambda_{с3}q_{р.н}}; \qquad (6.31а)$$

$$K_4=1+\varphi_3\frac{a_{н*}}{a_{с*}}\frac{p_с}{p_н}\frac{(\Pi_{с3}-\Pi_{с2})}{k_н\Pi_{н*}\lambda_{с3}q_{н2}}; \qquad (6.32а)$$

$$\Pi_{с2}=p_2/p_с=\Pi_{н2}p_н/p_с.$$

На основе экспериментальных исследований рекомендуется принимать $\varphi_1=0{,}95$; $\varphi_2=0{,}975$; $\varphi_3=0{,}9$; $\varphi_4=0{,}925$, чему соответствуют значения $K_1=0{,}834$ и $K_2=0{,}812$.

В струйных приборах, применяемых в рефрижераторных установках и тепловых насосах, рабочий и инжектируемый потоки состоят, как правило, из одного и того же вещества со сравнительно близкими параметрами, поэтому во всех нижеприведенных расчетных уравнениях приняты одинаковые показатели адиабаты и одинаковые газовые постоянные взаимодействующих потоков, т. е. $k_р=k_н$ и $R_р=R_н$.

Как показано ниже в § 6.5,

$$\frac{a_{с*}}{a_{р*}}=\frac{1+u\sqrt{\theta}}{1+u}; \quad \frac{a_{с*}}{a_{н*}}=\frac{1+u\sqrt{\theta}}{(1+u)\sqrt{\theta}},$$

где

$$\theta=T_н/T_р=a^2_{н*}/a^2_{р*}.$$

При использовании указанных соотношений уравнения (6.28а), (6.31а) и (6.32а) приводятся к виду

$$u\sqrt{\theta}=\frac{K_1\lambda_{р.н}-K_3\lambda_{с3}}{K_4\lambda_{с3}-K_2\lambda_{н2}}; \qquad (6.28б)$$

$$K_3=1+\varphi_3\frac{p_с}{p_р}\frac{(\Pi_{с3}-p_н/p_с)}{k\Pi_*\lambda_{с3}q_{р.н}}; \qquad (6.31б)$$

$$K_4=1+\varphi_3\frac{p_с}{p_н}\frac{(\Pi_{с3}-\Pi_{с2})}{k\Pi_*\lambda_{с3}q_{н2}}, \qquad (6.32б)$$

где $\Pi_*=\Pi_{р*}=\Pi_{н*}$.

В отличие от уравнений (6.28а), (6.31а), (6.32а) правая часть уравнений (6.28б), (6.31б), (6.32б) не зависит от критической скорости смешанного потока $a_{с*}$, что значительно упрощает расчет.

Как видно из уравнений (6.28)—(6.32), для расчета достижимого коэффициента инжекции необходимо знать газодинамические функции рабочего и инжектируемого потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения ($\lambda_{р.н}$, $q_{р.н}$ и $\lambda_{н2}$, $\Pi_{н2}$, $q_{н2}$) и смешанного потока в выходном сечении камеры смешения ($\lambda_{с3}$, $\Pi_{с3}$, $q_{с3}$).

Из указанных газодинамических функций известны обычно только функции, относящиеся к рабочему потоку во входном сечении камеры смешения, так как при расчете струйных компрессоров обычно задаются давления рабочего и инжектируемого потоков перед ними $p_р$ и $p_н$.

Зная $\Pi_{р.п}=p_н/p_р$, легко найти по газодинамическим таблицам значения газодинамических функций $\lambda_{р.н}$ и $q_{р.п}$ рабочего потока в выходном сечении сопла, которые по условию принимаются неизменными и для входного сечения *2-2* цилиндрической камеры смешения.

Остальные газодинамические функции должны определяться специальным расчетом, метод которого приводится ниже.

Газодинамические функции инжектируемого потока во входном сечении *2-2* цилиндрической камеры смешения ($\lambda_{н2}$, $\Pi_{н2}$, $q_{н2}$) и смешанного потока в выходном сечении *3-3* ($\lambda_{с3}$, $\Pi_{с3}$, $q_{с3}$) не могут выбираться произвольно, так как они

взаимно связаны уравнением (6.26). Задача заключается в выборе таких значений газодинамических функций взаимодействующих потоков, при которых достижимый коэффициент инжекции компрессора имеет максимальное значение.

При цилиндрической камере смешения приведенные массовые скорости потоков в сечениях *2-2* и *3-3* связаны зависимостью, вытекающей из уравнения (6.26):

$$q_{н2} = \frac{u\sqrt{\theta}}{\frac{p_н}{p_с}\frac{(1+u\sqrt{\theta})}{q_{сз}} - \frac{p_н}{p_р}\frac{1}{q_{р.н}}}. \quad (6.33)$$

Как видно из уравнения (6.33), газодинамическая функция $q_{н2}$ инжектируемого потока в сечении *2-2* зависит от значения газодинамической функции $q_{сз}$ сжатого потока в сечении *3-3*.

Уравнения (6.28)—(6.32) совместно с уравнением (6.33) являются основными при расчете достижимых параметров.

Напомним, что газодинамические функции потока в данном сечении (например, $\lambda_{н2}$, $\Pi_{н2}$ и $q_{н2}$), фигурирующие в расчетных уравнениях, не являются независимыми величинами, а связаны между собой соотношениями (6.4)—(6.8) (приложение 1).

Следует иметь в виду, что эта связь не однозначна. Одному и тому же значению $q_{н2}$ соответствуют два разных значения $\Pi_{н2}$ (или $\lambda_{н2}$). Поскольку в данном случае речь идет о входном участке цилиндрической камеры смешения, в котором скорость инжектируемого потока не может превышать критическую ($w_{н2} \leqslant a_{н*}$), значение функции $q_{н2}$ следует определять по левой ветви кривой $q=f(\lambda)$, соответствующей значениям $\lambda \leqslant 1$ (приложение 1).

Как уже указывалось, величина $\Pi_{с2}$, фигурирующая в уравнении (6.32б), связана с $\Pi_{н2}$ соотношением $\Pi_{с2}=p_н\Pi_{н2}/p_{с2}$.

В том случае, когда задан коэффициент инжекции u, а искомой величиной является давление сжатия $p_с$, расчет проводится по модифицированному уравнению (6.28б), приведенному к виду

$$\frac{p_с}{p_н} = \frac{K_1\lambda_{р.н} + \varphi_з\frac{\Pi_{р.н}}{\Pi_*}\frac{1}{kq_{р.н}} + u\sqrt{\theta}\left[K_2\lambda_{н2} + \varphi_з\frac{\Pi_{н2}}{\Pi_*}\frac{1}{kq_{н2}}\right] - (1+u\sqrt{\theta})\lambda_{сз}}{\varphi_з\Pi_{сз}\left[\frac{\Pi_{р.н}}{\Pi_*}\frac{1}{kq_{р.н}} + u\sqrt{\theta}\frac{1}{\Pi_* kq_{н2}}\right]}. \quad (6.34)$$

Порядок определения достижимых параметров для заданных условий зависит от формулировки задачи расчета, т. е. от того, какой из параметров (коэффициент инжекции или давление сжатия) необходимо определить.

Поскольку достижимые параметры струйного компрессора зависят от газодинамических параметров потоков в сечениях *2-2* и *3-3* камеры смешения, то при решении как первой, так и второй задачи задаются рядом значений $\lambda_{сз}$ в выходном сечении *3-3* камеры смешения и для каждого из них определяются достижимые параметры. Характер получаемых при этом зависимостей коэффициентов инжекции u или степени повышения давления $p_с/p_н$ от $\lambda_{сз}$ [$u=\psi(\lambda_{сз})$ и $p_с/p_н=\psi(\lambda_{сз})$] показан на рис. 6.5.

Однако необходимо учесть, что не все значения u или $p_с/p_н$, полученные при этом расчете, могут быть реализованы. Поскольку камера смешения компрессора имеет цилиндрическую форму, то ни в одном из ее сечений скорость инжектируемого смешанного потока не может превысить критическую. Поэтому приведенные скорости этих потоков во входном и выходном сечениях камеры смешения ограничены значениями $\lambda_{н2} \leqslant 1$ (первый предельный режим), $\lambda_{сз} \leqslant 1$ (третий предельный режим).

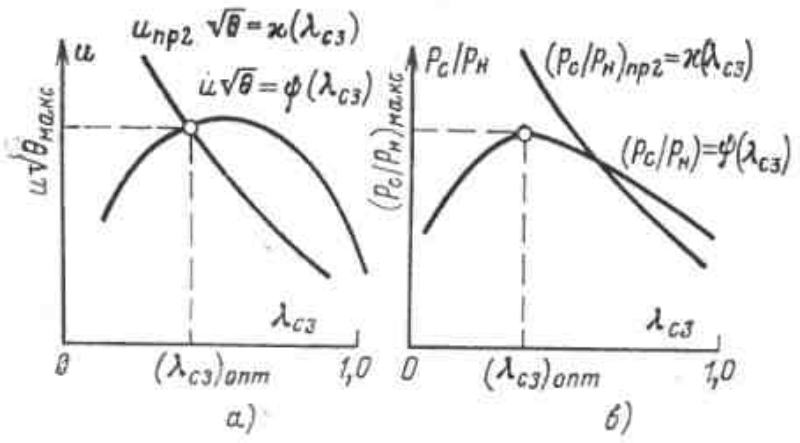


Рис. 6.5. Зависимость коэффициента инжекции и степени повышения давления от приведенной скорости $\lambda_{сз}$. а) $u=\varphi(\lambda_{сз})$; б) $p_с/p_н=\psi(\lambda_{сз})$.

Кроме указанных предельных режимов, необходимо учесть еще второй предельный режим, заключающийся в том, что не только в концевых, но в любом сечении цилиндрической камеры смешения, которое мы условно назовем s-s, скорость инжектируемого потока не может превышать критическую. Это условие может быть записано так: $w_{н,s}\leqslant a_{н*}$ или $\lambda_{н,s}\leqslant 1$,
где $w_{н,s}$, $\lambda_{н,s}$ — соответственно абсолютная и приведенная изэнтропная скорости инжектируемого потока в сечении s-s цилиндрической камеры смешения.

При одинаковом статическом давлении рабочего и инжектируемого потоков в сечении s-s, равном $p_{р,s}=p_{н,s}=p_н\Pi_{н,s}$, приведенная массовая скорость инжектируемого потока в сечении s-s по аналогии с уравнением (6.33)

$$q_{н.\,s}=\frac{u\sqrt{\theta}}{\frac{p_н}{p_с}\frac{(1+u\sqrt{\theta})}{q_{сз}}-\frac{p_и}{p_р^*}\frac{1}{q_{р.\,s}}}. \quad (6.35)$$

При критической скорости инжектируемого потока в сечении s-s $w_{н,s}=a_{н*}$ и $q_{н,s}=q_{н*}=1$. В аппарате возникает так называемый второй предельный режим *.

На основании уравнения (6.35) находим коэффициент инжекции при втором предельном режиме

$$u_{пр2}\sqrt{\theta}=\frac{\frac{p_н}{p_с}\frac{1}{q_{сз}}-\frac{p_н}{p_р}\frac{1}{q_{р.\,s}}}{1-\frac{p_и}{p_с}\frac{1}{q_{сз}}}. \quad (6.36)$$

Значение газодинамической функции $q_{р,s}$ при втором предельном режиме находим по относительному давлению рабочего потока в сечении s-s

$$\Pi_{рs}=p_{рs}/p_р=p_{н*}/p_р=p_н\Pi_{н*}/p_р.$$

Действительный коэффициент инжекции струйного компрессора не может превышать $u_{пр2}$, т. е. $u\leqslant u_{пр2}$.

Как видно из выражения (6.36), величина $u_{пр2}\sqrt{\theta}$ определяется как частное от деления двух разностей. При заданных значениях θ, $p_р$, $p_н$, а следовательно, и при вполне определенных значениях $\Pi_{р,s}$ и $q_{р,s}$ значение коэффициента инжекции при втором предельном режиме $u_{пр2}$ зависит только от выбранного значения газодинамической функции $q_{сз}$.

При увеличении $q_{сз}$ значение $u_{пр2}$ снижается вследствие уменьшения числителя и увеличения знаменателя уравнения (6.36). При некотором значении $q_{сз}$ числитель уравнения (6.36) становится равным нулю. Величина $q_{сз}$, соответствующая этому условию, определяется из выражения

$$\frac{p_н}{p_с}\frac{1}{q_{сз}}-\frac{p_и}{p_р}\frac{1}{q_{р.\,s}}=0 \text{ или}$$

$$q_{сз}=p_р^*q_{р.\,s}/p_с.$$

Условие $q_{сз}=p_р q_{р,s}/p_с$ является признаком невозможности работы компрессора, так как при этом режиме $u=u_{пр2}=0$. Поэтому при расчете случайных компрессоров с цилиндрической камерой смешения значения $q_{сз}$ выбираются в области $q_{сз}<p_р q_{р,s}/p_с$.

* Первый предельный режим при $q_{н2}=1$; третий — при $q_{сз}=1$.

При значении $q_{сз}=p_н/p_с$ знаменатель выражения (6.36) становится равным нулю, а значение $u_{пр}=\infty$. Следовательно, в рассматриваемых условиях возникновение второго предельного режима физически невозможно, и поэтому его не следует учитывать при расчете. Достижимый коэффициент инжекции компрессора рассчитывают следующим образом. Задаются рядом значений $\lambda_{сз}(q_{сз})\leqslant 1{,}0$ и для каждого из них по формулам (6.28) и (6.33) определяют $u\sqrt{\theta}$.

На основе полученных данных строят зависимость $u\sqrt{\theta}=\psi(\lambda_{сз})$ (рис. 6.5, *а*). На полученный график накладывают кривую $u_{пр2}\sqrt{\theta}=\varkappa(\lambda_{сз})$, подсчитанную по формуле (6.36). Затем часть кривой $u\sqrt{\theta}=\psi(\lambda_{сз})$, лежащую выше кривой $u_{пр2}\sqrt{\theta}=\varkappa(\lambda_{сз})$, отбрасывают как не реализуемую. Оптимальное значение $\lambda_{сзопт}$ соответствует максимальному значению $(u\sqrt{\theta})_{макс}$ на реализуемой части графика.

Аналогично рассчитывают достижимое давление сжатия $p_с$ или достижимую степень повышения давления $p_с/p_н$.

По формуле (6.34) определяют значение $p_с/p_н$ при разных значениях $\lambda_{сз}$. Эта зависимость $p_с/p_н=\psi(\lambda_{сз})$ показана на рис. 6.5,*б*. Затем на этот график наносят зависимость $(p_с/p_н)_{пр2}=\varkappa(\lambda_{сз})$, при втором предельном режиме определяемую по модифицированному уравнению (6.35), приведенному к следующей форме:

$$\left(\frac{p_с}{p_н}\right)_{пр2}=\frac{1+u\sqrt{\theta}}{q_{сз}\left(\dfrac{p_н}{p_р}\dfrac{1}{q_{р,s}}+u\sqrt{\theta}\right)}. \qquad (6.37)$$

Часть кривой $p_с/p_н=\psi(\lambda_{сз})$, лежащую выше кривой $(p_с/p_н)_{пр2}=\varkappa(\lambda_{сз})$, отбрасывают как нереализуемую. Оптимальное значение $\lambda_{сзопт}$ соответствует $(p_с/p_н)_{макс}$ на реализуемой части графика $p_с/p_н=\psi(\lambda_{сз})$.

Пример 6.1. Заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков водяного пара перед струйным компрессором: $p^*_р=2{,}94$ МПа, $t_р=400$°С, $v_р=0{,}1014$ м³/кг, $i_р=3240$ кДж/кг, $p_н=0{,}294$ МПа, $t_н=180$°С, $v_н=0{,}628$ м³/кг, $i_н=2830$ кДж/кг. Требуемое давление сжатия $p_с=0{,}588$ МПа.

Определить достижимый коэффициент инжекции и КПД струйного компрессора.

Решение. В данном случае $k_р=k_н=1{,}3$; $R_р=R_н=463$ Дж/(кг·К).

Определяем по формуле (6.2) критические скорости рабочего и инжектируемого потоков $a_{р*}=580$ м/с, $a_{н*}=482$ м/с,

$$\sqrt{\theta}=a_{н*}/a_{р*}=0{,}835;\ 1/\sqrt{\theta}=1{,}2.$$

Зная $П_{р.н}=0{,}3/3{,}0=0{,}1$, определяем по газодинамическим функциям (приложение 1) $\lambda_{р.н}=1{,}77$, $q_{р.н}=0{,}49$.

Проверяем, нет ли области значений $q_{сз}$, в которой работа компрессора невозможна. На основе уравнений (6.36) эта область определяется неравенством $q_{сз}\geqslant p_р q_{р.s}/p_с$. Газодинамическую функцию $q_{р,s}$ находим по формуле $П_{р,s}=p_н П_{н*}/p_р=П_{р.н}П_{н*}=0{,}1\cdot 0{,}546=0{,}0546$; $q_{р,s}=0{,}326$; $p_р q_{р,s}/p_с=30\cdot 0{,}326/6=1{,}63$.

Поскольку физически возможная область значений функций лежит в диапазоне $0<q<1{,}0$, то при любых значениях $q_{сз}<p_р q_{р.s}/p_с$. Следовательно, работа компрессора возможна при любых значениях $q_{сз}$.

Проводим расчет для ряда значений.

Принимаем значение $\lambda_{сз}=1$.

Определяем $q_{сз}=1$; $П_{сз}=0{,}546$.

По формуле (6.36) $u_{пр2}=0{,}465$.

По формуле (6.33) $q_{н2}=0{,}792$.

Находим $\lambda_{н2}=0{,}57$, $П_{н2}=0{,}829$, $П_{с2}=3\cdot 0{,}829/6=0{,}4145$.

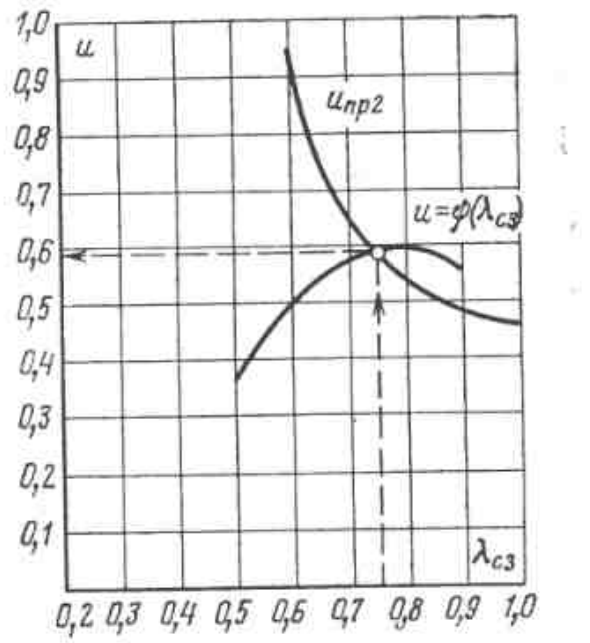


Рис. 6.6. Результаты расчета достижимого коэффициента инжекции $u=\psi(\lambda_{сз})$ и $(u_{пр})_2=\varkappa(\lambda_{сз})$.

* Здесь и далее все давления абсолютные.

По формулам (6.28)—(6.32) находим $K_3=1{,}024$; $K_4=1{,}42$; $u=0{,}56$.

Поскольку полученное значение $u=0{,}56 \geqslant u_{пр2}=0{,}465$, то принимаем $u=0{,}465$. Аналогичные расчеты проведены при других значениях $\lambda_{с3}$.

Как видно из графиков рис. 6.6, максимальный достижимый коэффициент инжекции $u=0{,}59$ получается при оптимальном значении приведенной изэнтропной скорости в сечении *3-3* $\lambda_{с3}=0{,}75$.

Этому значению $\lambda_{с3}$ соответствуют следующие значения других газодинамических функций в сечении *3-3*: $q_{с3}=0{,}927$, $\Pi_{с3}=0{,}719$, $\varepsilon_{с3}=0{,}775$.

Значение приведенной массовой скорости инжектируемого потока в сечении *2-2* при этом режиме на основе уравнения (6.33) $q_{в2}=0{,}817$.

При этом режиме давление инжектируемого потока во входном сечении камеры смешения $p_{в2}=\Pi_{в2}p_в=0{,}812\cdot0{,}294=0{,}24$ МПа, а давление смешанного потока в выходном сечении $p_3=\Pi_{с3}p_с=0{,}719\times0{,}588=0{,}43$ МПа.

Находим КПД струйного компрессора при $u=0{,}59$ по формуле (6.15).

Исходные данные $i_р=3240$ кДж/кг; $s_р=6820$ кДж/кг; $i_н=2830$ кДж/кг; $s_н=7{,}25$ кДж/кг; $i_с=3090$ кДж/кг; $s_с=7{,}42$ кДж/кг.

Принимаем $T_{о.с}=293$ К, тогда

$$\eta=\frac{0{,}59\,[3090-2830-293\,(7{,}42-7{,}25)]}{3240-3090-293\,(6{,}820-7{,}420)}=0{,}415.$$

6.5. ЗАВИСИМОСТЬ ДОСТИЖИМЫХ ПАРАМЕТРОВ ОТ ТЕМПЕРАТУР И КРИТИЧЕСКИХ СКОРОСТЕЙ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩИХ ПОТОКОВ

Рассмотрим, как влияют температуры рабочего и инжектируемого потоков $T_р$ и $T_н$ на достижимые коэффициенты инжекции и степень сжатия струйного аппарата.

Выразим отношения критических скоростей через их температуры торможения, используя уравнение (6.2).

При одинаковых показателях адиабаты и одинаковых газовых постоянных рабочего и инжектируемого потоков $k_р=k_н$; $R_р=R_н$

$$\frac{a_{с*}}{a_{н*}}=\sqrt{\frac{1+u\theta}{\theta\,(1+u)}};\quad \frac{a_{н*}}{a_*}=\sqrt{\theta};$$

$$\frac{a_{р*}}{a_{с*}}=\sqrt{\frac{1+u}{1+u\theta}}, \qquad (6.38)$$

где

$$\theta=T_н/T_р=a^2_{н*}/a^2_{р*};$$

$$\sqrt{\theta}=a_{н*}/a_{р*}=\sqrt{T_н/T_р}. \qquad (6.39)$$

Как показал Г. Н. Абрамович [1], во всем практически важном диапазоне значений θ можно применять с погрешностью, не превышающей 2,5%, приближенное равенство

$$\sqrt{(1+u\theta)(1+u)}=1+u\sqrt{\theta}, \qquad (6.40)$$

с учетом которого отношения критических скоростей взаимодействующих потоков можно записать следующим образом:

$$\frac{a_{с*}}{a_{н*}}=\frac{1+u\sqrt{\theta}}{(1+u)\,\theta};\quad \frac{a_{с*}}{a_{р*}}=\frac{1+u\sqrt{\theta}}{1+u}. \qquad (6.41)$$

При заданных давлениях торможения взаимодействующих потоков $p_р$, $p_н$, $p_с$ и выбранном значении газодинамической функции сжатого потока $\lambda_{с3}(q_{с3}, \Pi_{с3})$ произведение $u\sqrt{\theta}$ является фиксированной величиной, как это следует из системы уравнений (6.28б)—(6.33).

Таким образом, каждому значению $\lambda_{с3}$ соответствует определенное значение $u\sqrt{\theta}=\text{const}$.

Это условие может быть записано так:

$$u=\text{const}/\sqrt{\theta}=\text{const}\,(a_{р*}/a_{н*})=$$

$$=\text{const}\sqrt{T_р/T_н}. \qquad (6.42)$$

6.6. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ СТРУЙНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Основные сечения компрессоров

В рабочем сопле аппарата при расчетном режиме происходит расширение рабочего потока с давления $p_р$ перед соплом до давления $p_н$ в приемной камере.

В газоструйных аппаратах с большой степенью расширения рабочего потока, когда отношение давлений $p_р/p_н>1/\Pi_{р*}$, рабочее сопло аппарата должно быть, как правило, расширяющимся (рис. 6.7).

Если в этих условиях рабочее сопло выполнить коническим, то в его выходном сечении установится критическое давление $p_{р*}>p_н$ и дальнейшее расширение рабочего потока с давления до давления $p_{р*}$ будет происходить за соплом с повышенными потерями.

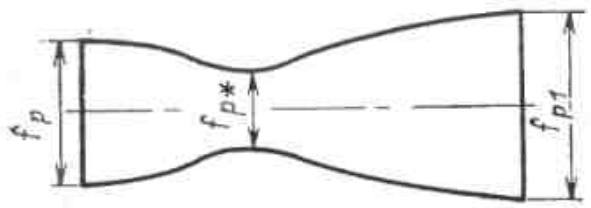


Рис. 6.7. Расширяющееся сопло.

Размер критического сечения f_{p*} расширяющегося сопла, м², находится из уравнения расхода

$$f_{p*}=G_p/(\rho_{p*}a_{p*}), \qquad (6.43а)$$

где ρ_{p*} — плотность газа в критическом сечении, кг/м³.

Из совместного решения уравнений (6.43а) и (6.2) находим:

$$f_{p*}=G_p a_{p*}/(k_p \Pi_{p*} p_p). \qquad (6.43б)$$

Для определения расхода через расширяющееся сопло уравнение (6.43б) удобно записать в таком виде:

$$G_p = k\Pi_* p_p f_{p*}/a_{p*} =$$

$$= k\Pi_* p_p f_{p*} \Big/ \sqrt{2\frac{k}{k+1}RT_p}. \qquad (6.44)$$

Уравнение (6.44) показывает, что при постоянной температуре газа перед соплом T_p=const расход газа через сопло при сверхкритической степени его расширения прямо пропорционален давлению газа перед соплом, а при постоянном давлении — обратно пропорционален корню квадратному из абсолютной температуры газа перед соплом.

Размер выходного сечения рабочего сопла f_{p1} определяется на основе уравнения сплошности

$$f_{p1}/f_{p*}=1/q_{p1}. \qquad (6.45)$$

Значение приведенной массовой скорости q_{p1} рабочего потока в выходном сечении сопла находится по газодинамическим функциям (см. приложение 1) по известному из расчета значению относительного давления $\Pi_{p1}=p_{p1}/p_p$ рабочего потока в этом сечении. Обычно принимают $p_{p1}=p_н$.

Входное сечение сопла f_p обычно определяется по скорости w_p в подводящем трубопроводе

$$f_p=G_p v_p/w_p. \qquad (6.46)$$

Расчет поперечного сечения камеры смешения производится с учетом условий, определяющих оптимальный режим работы струйного компрессора, т. е. по найденным оптимальным значениям $\lambda_{н2}(q_{н2})$ и $\lambda_{с3}(q_{с3})$, по формуле

$$\frac{f_3}{f_{p*}}=\frac{p_p}{p_c}\frac{(1+u\sqrt{\theta})}{q_{с3}}. \qquad (6.47)$$

При цилиндрической камере смешения входное и выходное сечения одинаковы, т. е. $f_2=f_3$.

Размер сечения камеры смешения можно определить так же, как сумму сечений рабочего и инжектируемого потоков в сечении 2-2 (см. рис. 6.2) $f_2=f_{р2}+f_{н2}$.

При расчетном режиме работы компрессора давление рабочего потока в сечении 2-2 принимается равным давлению инжектируемой среды в приемной камере компрессора $p_{р2}=p_{р1}=p_н$.

Давление инжектируемой среды в сечении 2-2 $p_{н2}=\Pi_{н2}p_н$ ($\Pi_{н2}$ — оптимальное относительное давление инжектируемой среды в сечении 2-2).

Площадь, занимаемая инжектируемым потоком во входном сечении камеры смешения 2-2,

$$f_{н2}=\frac{f_{н*}}{q_{н2}}, \qquad (6.48)$$

где $q_{н2}$ — оптимальная приведенная массовая скорость инжектируемого потока в сечении 2-2.

Аналогично находятся выходное сечение рабочего сопла и равная ему площадь, занимаемая рабочим потоком во входном сечении камеры смешения 2-2:

$$f_{р2}=f_{р1}=f_{р*}/q_{р.н}, \qquad (6.49)$$

где $q_{р.н}$ — приведенная массовая скорость рабочего потока в выходном сечении сопла.

Из совместного решения уравнений (6.47)—(6.49) и (6.43) находим:

$$\frac{f_2}{f_{p*}}=\frac{1}{q_{р.н}}+\frac{p_p}{p_н}\frac{u\sqrt{\theta}}{q_{н2}}. \qquad (6.50)$$

Сечениями f_{p*}, f_{p1}, f_2 и f_3 определяются все основные поперечные размеры струйного компрессора.

Осевые размеры компрессора

На рис. 6.8 показаны схема дозвуковой свободной струи в безграничном пространстве и поле скоростей для нескольких ее сечений. В выходном сечении рабочего сопла струя имеет равномерное поле скоростей. При течении через пространство, заполненное средой с теми же физическими свойствами, что и у струи, в результате турбулентного перемешивания сред происходит увеличение струей частиц жидкости или газа из этого пространства. Частицы рабочей струи, вытекающей из сопла, вместе с частицами увлеченной (инжектируемой) среды образуют турбулентный пограничный слой, толщина которого растет в направлении течения.

Течение свободной струи происходит при постоянном давлении как вдоль нее, так и в ее поперечных сечениях.

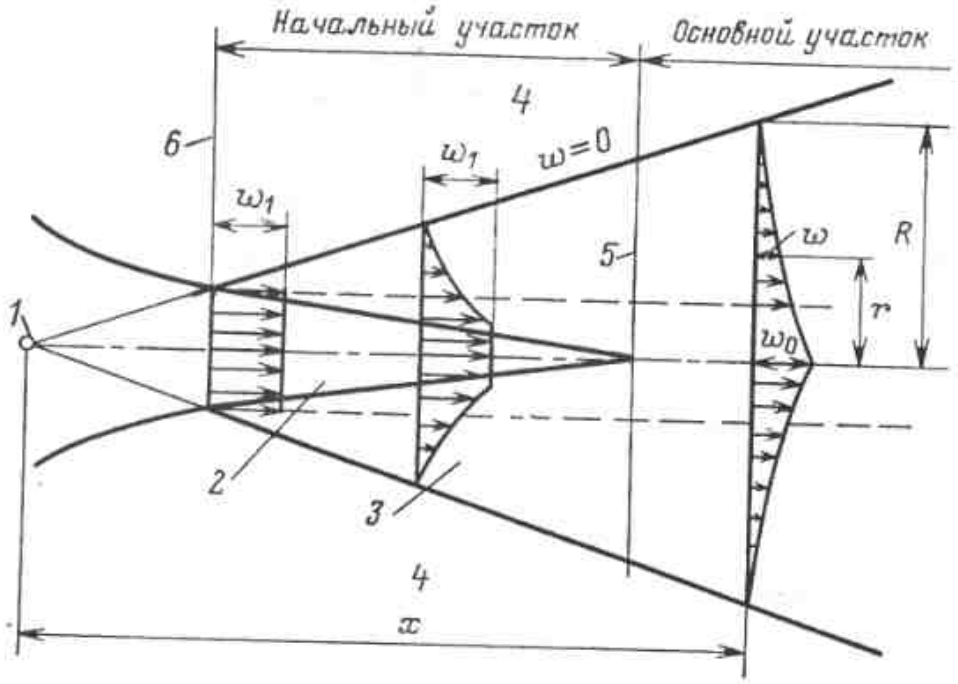


Рис. 6.8. Схема свободной струи.
1 — полюс; *2* — ядро постоянной скорости; *3* — пограничный турбулентный слой; *4* — неподвижная среда; *5* — переходное сечение; *6* — начальное сечение.

Как для основного участка струи, так и для пограничного слоя начального участка отношение скорости в любой точке струи к осевой скорости струи в этом же сечении является однозначной функцией отношения расстояния данной точки от оси струи к радиусу границы струи

$$w/w_0=f(r/R),$$

причем граничный радиус любого сечения струи

$$R=ax,$$

где a — опытная константа свободной струи, для упругих сред $a=0{,}07\div0{,}09$; x — расстояние данного сечения от полюса струи.

Как показывают экспериментальные исследования, основные закономерности, полученные для дозвуковой свободной струи в безграничном пространстве, могут быть также использованы с достаточной для практических целей точностью для осевых размеров струйных аппаратов со сверхкритической скоростью рабочей струи.

При расчете струйных компрессоров оптимальное расстояние сопла от камеры смешения определяется из условия, что при расчетном коэффициенте инжекции конечное сечение свободной струи равно входному сечению камеры смешения.

Для того чтобы правильно выбрать положение сопла, необходимо подсчитать два размера свободной струи (рис. 6.9):

длину свободной струи l_{c1};

диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла.

Длина свободной струи l_{c4} определяется по следующим приближенным формулам:

при коэффициенте инжекции $u\leqslant0{,}5$, т. е. когда свободная струя не выходит за пределы начального участка,

$$l_{c1}=\left[\sqrt{0{,}083+0{,}76u}-0{,}29\right]d_1/(2a); \quad (6.51)$$

при коэффициенте инжекции $u\geqslant0{,}5$, т. е. когда свободная струя включает не только начальный, но и основной участок,

$$l_{c1}=\frac{0{,}37+u}{4{,}4a}\,d_1, \quad (6.52)$$

где d_1 — выходной диаметр рабочего сопла; a — опытная константа, лежащая для упругих сред в пределах 0,07—0,09.

При малых коэффициентах инжекции $u<0{,}2$ рекомендуется принимать меньшее значение опытной константы, при больших коэффициентах — большее.

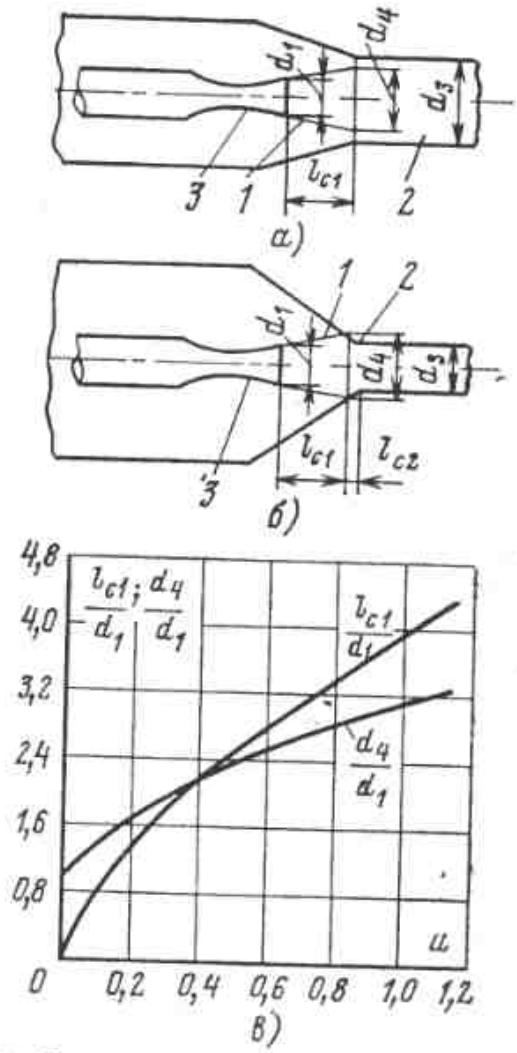


Рис. 6.9. К расчету расстояния сопла от камеры смешения.
а — $d_1>d_3$; *б* — $d_3<d_1$; *в* — $l_{c1}/d_1=f(u)$; $d_4/d_1=f(u)$; *1* — свободная струя; *2* — камера смешения; *3* — рабочее сопло.

Диаметр свободной струи d_4 на расстоянии l_{c1} от выходного сечения сопла определяется по формулам:

при коэффициенте инжекции $u \leqslant 0{,}5$

$$d_4 = 3{,}4 d_1 \sqrt{0{,}083 + 0{,}76u}; \qquad (6.53)$$

при коэффициенте инжекции $u \geqslant 0{,}5$

$$d_4 = 1{,}55 d_1 (1 + u). \qquad (6.54)$$

Если диаметр камеры смешения $d_3 > d_4$ (рис. 6.9,*а*), то расстояние от выходного сечения сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения должно приниматься равным $l_c = l_{c1}$, причем в этом случае немного более близкая установка сопла $l_c < l_{c1}$ существенно не влияет на работу аппарата.

Если диаметр камеры смешения $d_3 < d_4$ (рис. 6.9,*б*), то расстояние от выходного сечения рабочего сопла до входного сечения цилиндрической камеры смешения должно приниматься равным

$$l_c = l_{c1} + l_{c2}, \qquad (6.55)$$

где l_{c2} — длина входного участка камеры смешения, на которой диаметр меняется от d_4 до d_3.

Это расстояние определяется по формуле

$$l_{c2} = (d_4 - d_3)/2 \operatorname{tg} \beta, \qquad (6.56а)$$

где β — угол между образующей входного участка камеры смешения и осью компрессора.

В частном случае при обычно принимаемом значении $\beta = 45°$

$$l_{c2} = (d_4 - d_3)/2. \qquad (6.56б)$$

Выравнивание поля скоростей смешанного потока обеспечивается соответствующей длиной камеры смешения струйного аппарата.

На основе опытных данных длина цилиндрической камеры смешения струйных аппаратов выбирается обычно в пределах 6—10 диаметров камеры смешения:

$$l_к = (6 - 10) d_3. \qquad (6.57)$$

Длина диффузора определяется с учетом угла раствора 8—10° по формуле

$$l_д = (6 - 7)(d_c - d_3), \qquad (6.58)$$

где d_c — диаметр выходного сечения диффузора.

Выходное сечение диффузора определяется по формуле

$$f_c = \frac{G_р (1 + u)}{\rho_c w_c}, \qquad (6.59)$$

где ρ_c и w_c — соответственно плотность, кг/м³, и скорость, м/с, сжатого потока на выходе из диффузора.

6.7. ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНОГО КОМПРЕССОРА

Под характеристикой понимается уравнение, описывающее для струйного аппарата заданных геометрических размеров зависимость коэффициента инжекции или производительности от внешних параметров взаимодействующих потоков.

Для струйного аппарата неизменных геометрических размеров оптимальные условия могут иметь место только при одном режиме, который обычно является расчетным для данного аппарата.

Для иллюстрации на рис. 6.10 пунктиром показана расчетная зависимость $p_c/p_н = f(u)$ для перегретого водяного пара ($k = 1{,}3$) при $p_р/p_н = 6$, построенная по уравнению (6.34). Сплошными линиями нанесены экспериментальные характеристики $p_c/p_н = f(u)$ пароструйных компрессоров трех различных геометрических параметров: $f_3/f_{р*} = 7{,}6$; 14,2 и 21,6; $d_{р*} = 21{,}6$ мм.

Как видно из данных рис. 6.10, в области повышенных значений $p_c/p_н$ характеристика газоструйных компрессоров проходит ниже кривой достижимых коэффициентов инжекции, при снижении $p_c/p_н$ характеристика аппарата приближается к кривой достижимых коэффициентов инжекции, при дальнейшем снижении $p_c/p_н$ характеристика отклоняется вниз от указанной кривой и затем переходит в вертикальную прямую.

На последнем участке газоструйный компрессор работает на предельном режиме; при этом режиме понижение степени сжатия не приводит к росту коэффициентов инжекции.

При выводе уравнения характеристики газоструйных компрессоров с цилиндрической камерой смешения, как и при выводе выражения (6.28), исходным является уравнение импульсов. Принципиальное различие заключается в том, что уравнение характеристики описывает работу струйного аппарата с за-

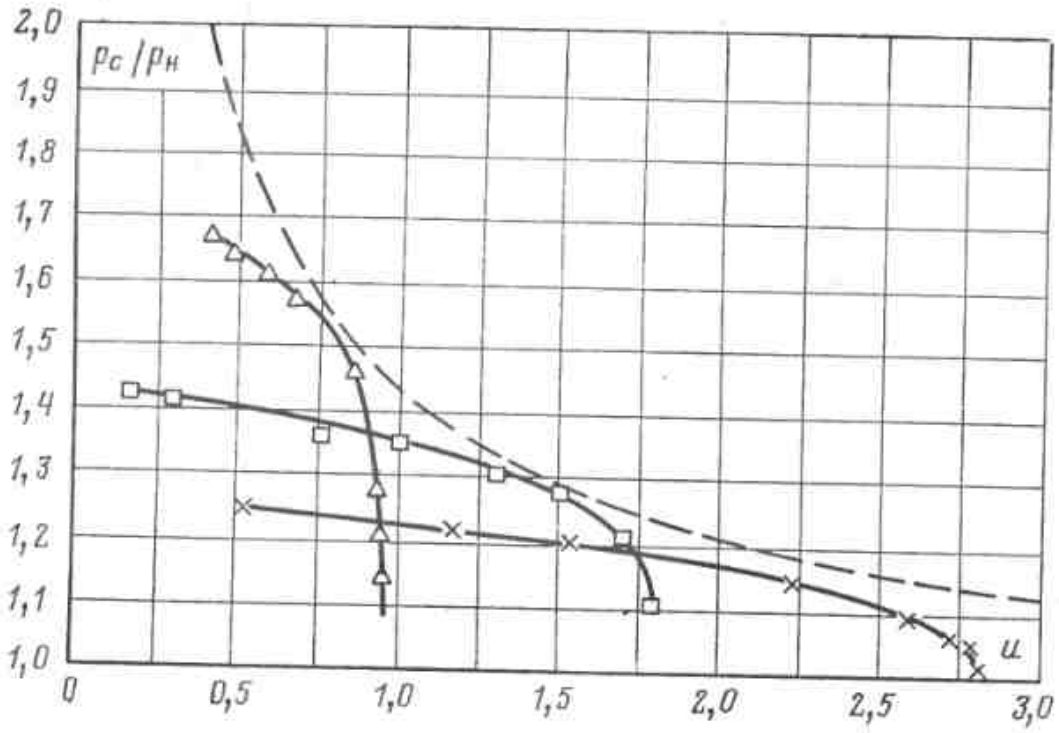


Рис. 6.10. Сопоставление экспериментальных характеристик $p_c/p_н=f(u)$ с расчетной зависимостью для достижимого коэффициента инжекции. △ — $f_з/f_{р*}=7{,}6$; □ — $f_з/f_{р*}=14{,}2$; × — $f_з/f_{р*}=21{,}6$.

данными геометрическими размерами.

Давления потоков перед аппаратом и после него, равные практически давлениям торможения, описываются зависимостями:

$$p_{р2}=\Pi_{р2}p_р;\ p_{н2}=\Pi_{н2}p_н;\ p_з=\Pi_{сз}p_с. \qquad (6.60)$$

Из совместного решения уравнений (6.16)—(6.19), (6.27) и (6.60) выводится уравнение характеристики газоструйного компрессора [41]

$$\frac{p_с}{p_н}=\frac{1}{\Pi_{сз}}\left\{\Pi_{р2}\frac{p_р}{p_н}\frac{f_{р2}}{f_з}+\Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_з}+\right.$$
$$+\frac{k\Pi_*}{\varphi_з}\frac{f_{р*}p_р}{f_з\rho_н}[K_1\lambda_{р2}+K_2u\sqrt{\theta}\lambda_{н2}-$$
$$\left.-(1+u\sqrt{\theta})\lambda_{сз}]\right\}. \qquad (6.61)$$

В том случае, когда струйный аппарат работает при переменном давлении $p_н$, а давления $p_р$ и $p_с$ поддерживаются постоянными, уравнение характеристики (6.61) удобнее использовать в другой модификации

$$\frac{p_н}{p_р}=\frac{1}{\Pi_{н2}}\left\{\Pi_{сз}\frac{p_с}{p_р}\frac{f_з}{f_{н2}}-\Pi_{р2}\frac{f_{р2}}{f_{н2}}-\right.$$
$$-\frac{k\Pi_*}{\varphi_з}\frac{f_{р*}}{f_{н2}}[K_1\lambda_{р2}+K_2u\sqrt{\theta}\lambda_{н2}-$$
$$\left.-(1+u\sqrt{\theta})\lambda_{сз}]\right\}. \qquad (6.62)$$

Уравнения (6.61) и (6.62) универсальные. Они могут быть применены для построения характеристики любого равнофазного струйного аппарата с цилиндрической камерой смешения.

Расчет характеристики заключается в нахождении неизвестных внешних параметров ($p_с$, $v_с$ или $p_н$, $v_н$) для ряда значений коэффициента инжекции струйного аппарата.

Задача решается следующим образом. Задаются предварительно ожидаемым давлением $p_с$ или $p_н$ при данном коэффициенте инжекции u.

Определяют значения приведенной массовой скорости рабочего, инжектируемого и сжатого потоков $q_{р2}$, $q_{н2}$, $q_{сз}$ во входном и выходном сечениях цилиндрической камеры смешения, исходя из которых по газодинамическим таблицам или графикам функций находят $\lambda_{р2}$, $\lambda_{н2}$, $\lambda_{сз}$, $\Pi_{р2}$, $\Pi_{н2}$, $\Pi_{сз}$.

Подставляют найденные значения функций в уравнения характеристики и находят искомую величину $p_с/p_н$, $p_н/p_р$ или $p_н/p_с$ при данном коэффициенте инжекции.

Если найденное таким образом значение $p_с$ или $p_н$ не совпадает с предварительно принятым значением, то задаются новым значением искового давления $p_с$ или $p_н$, уточняют значения функций $q_{н2}$ или $q_{сз}$ и затем определяют новое, более

точное значение искомого параметра. Формулы для расчета приведенной массовой скорости рабочего $q_{р2}$ и инжектируемого $q_{н2}$ потоков во входном сечении цилиндрической камеры смешения и сжатого потока $q_{с3}$ в выходном сечении выводятся на основе уравнения (6.6):

$$q_{н2} = \frac{p_р}{p_н}\frac{f_{р*}}{f_{н2}} u\sqrt{\theta};$$

$$q_{с3} = \frac{p_р}{p_с}\frac{f_{р*}}{f_3}(1+u\sqrt{\theta}). \qquad (6.63)$$

Как видно из графика приложения 1, каждому значению функции q соответствуют два значения λ: одно из них — в докритической области ($\lambda<1$), другое — в сверхкритической ($\lambda>1$). Только значению $q=1$ соответствует одно значение: $\lambda=1$. Поэтому при определении по значению q значения λ надо знать, в какой области находится скорость потока в данном сечении — в докритической или сверхкритической.

В струйных компрессорах, как правило, степень расширения рабочего потока в сопле $p_р/p_н \geqslant 1/\Pi_*$ и $\lambda_{р2}\geqslant 1$. Поэтому отсчет значения $\lambda_{р2}$ по данному значению $q_{р2}$ производится по правой ветви кривой $q=f(\lambda)$ (см. приложение 1). Приведенные скорости инжектируемого потока во входном сечении цилиндрической камеры смешения $\lambda_{н2}$ и сжатого потока в выходном сечении $\lambda_{с3}$ всегда меньше единицы. Поэтому отсчет значений $\lambda_{н2}$ по $q_{н2}$ и $\lambda_{с3}$ по $q_{с3}$ производится по левой ветви кривой $q=f(\lambda)$.

Уравнения (6.61) и (6.62) показывают, что характеристика газоструйного аппарата зависит не от его абсолютных геометрических размеров, а от отношения сечений $f_3/f_{р*}$ и $f_{р1}/f_{р*}$. Указанные отношения являются геометрическими параметрами подобия газоструйных аппаратов.

Это обстоятельство значительно облегчает проведение экспериментальных исследований струйных аппаратов и испытания опытных образцов. Вместо испытания натурных промышленных аппаратов можно проводить испытание подобных им моделей небольших размеров.

Уравнение (6.61) устанавливает зависимость между коэффициентом инжекции и степенью сжатия для пологого участка характеристики струйного компрессора.

В пределах этого участка изменение степени повышения давления $p_с/p_н$ вызывает монотонное изменение коэффициента инжекции.

При уменьшении $p_с/p_н$ коэффициент инжекции аппарата растет, но лишь до определенного предела $u_{пр}$. При дальнейшем снижении степени повышения давления струйный аппарат переходит на работу в предельном режиме. При работе в предельном режиме коэффициент инжекции газоструйного компрессора остается постоянным ($u=u_{пр}$). При этом режиме аппарат развивает максимальную производительность для данных начальных параметров рабочего и инжектируемого (или сжатого) потоков.

Основное значение для характеристики газоструйного аппарата имеет отношение $f_3/f_{р*}$.

При малом значении отношения $f_3/f_{р*}$ аппараты являются высоконапорными. Такие аппараты развивают высокую степень сжатия, но отличаются низкими значениями коэффициентов инжекции.

При увеличении отношения $f_3/f_{р*}$ снижается степень сжатия аппарата и растет коэффициент инжекции.

Второй геометрический параметр $f_{р1}/f_{р*}$ оказывает заметное влияние на характеристику газоструйного аппарата только при большой степени снижения давления рабочего потока ($p_р/p_н > 20\div30$).

6.8. ПРЕДЕЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СТРУЙНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Характеристика $p_с=f(u)$ струйного компрессора состоит из двух участков: пологого, на котором

уменьшение давления сжатия сопровождается плавным увеличением коэффициента инжекции, и крутого (вертикального), на котором при снижении давления сжатия коэффициент инжекции остается практически постоянным. Пологий участок характеристики описывается уравнением (6.61).

Рассмотрим вертикальный участок характеристики компрессора, при работе на котором он развивает максимальную, так называемую предельную, производительность для данных начальных параметров рабочего и инжектируемого потоков.

Предельный режим газоструйного аппарата со сверхкритической степенью расширения рабочего потока в сопле ($p_н/p_р < \Pi_*$; $w_{р2} > a_{р*}$) наступает тогда, когда в каком-либо сечении камеры смешения аппарата скорость инжектируемого или смешанного потока достигает критического значения.

Такой режим может возникнуть как на участке камеры смешения, на котором рабочий и инжектируемый потоки имеют существенно различные скорости, так и на участке, где движется смешанный поток с выравненным профилем скоростей.

Различают следующие условия возникновения предельного режима в одном из сечений камеры смешения компрессора, условно названном *s-s*:

1) инжектируемый и рабочий потоки имеют в рассматриваемом сечении *s-s* разные давления и разные скорости, при этом скорость инжектируемого потока достигла критической, рабочего потока — больше критической.

Указанные условия могут быть записаны следующим образом:

$p_{р,s} > p_{н,s} = \Pi_{н*} p_н$; $w_{н,s} = a_{н*}$;
$w_{р,s} > a_{р*}$.

Такие условия наиболее характерны для входного сечения *2-2* (рис. 6.2) цилиндрической камеры смешения;

2) инжектируемый и рабочий потоки имеют в рассматриваемом сечении *s-s* одинаковые давления, но разные скорости; скорость инжектируемого потока достигла критической, рабочего потока — больше критической.

Указанные условия могут быть записаны следующим образом:

$p_{р,s} = p_{н,s} = \Pi_{н*} p_н$; $w_{н,s} = a_{н*}$;
$w_{р,s} > a_{р*}$.

Такие условия наиболее характерны для промежуточного сечения камеры смешения, находящегося между входным *2-2* и выходным *3-3* сечениями камеры смешения;

3) скорость смешанного потока достигла критической
$w_{с,s} = a_{с*}$.

Это условие наиболее характерно для выходного сечения *3-3* камеры смешения.

Как показано ниже, при цилиндрической камере смешения второе условие наступает обычно раньше первого, поэтому первое условие, как правило, не реализуется.

Выведем уравнения для расчета предельных коэффициентов инжекции при указанных трех условиях. При этом будем исходить из эпюры скоростей, приведенной на рис. 6.3, т. е. будем считать течения рабочего и инжектируемого потоков до поступления в цилиндрическую камеру смешения изолированными.

Первый предельный режим

Во входном сечении $f_s = f_2$ цилиндрической камеры смешения скорость инжектируемого потока достигла критического значения, т. е. $\lambda_{н,s} = \lambda_{н2} = 1$; $f_{н,s} = f_{н2} = f_{н*}$.

По аналогии с уравнением (6.44) предельный расход инжектируемой среды может быть записан так:

$$G_{н.пр1} = k \Pi_* p_н f_{н2} / a_{н*}. \qquad (6.64)$$

Расход рабочей среды

$$G_р = k \Pi_* p_р f_{р*} / a_{р*}. \qquad (6.65)$$

Следовательно, коэффициент инжекции газоструйного аппарата

при первом предельном режиме

$$u_{\text{пр1}} = \frac{G_{\text{н.пр1}}}{G_{\text{р}}} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}} \frac{f_{\text{н2}}}{f_{\text{р*}}} \frac{1}{\sqrt{\theta}}, \qquad (6.66)$$

или

$$u_{\text{пр1}} \sqrt{\theta} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}} \frac{f_{\text{н2}}}{f_{\text{р*}}}.$$

Как видно из уравнения (6.66), коэффициент инжекции при первом предельном режиме растет с увеличением $f_{\text{н2}}/f_{\text{р*}}$ и уменьшением степени снижения давления рабочего потока $p_{\text{р}}/p_{\text{н}}$.

Поскольку

$$f_{\text{н2}} = f_{\text{з}} - f_{\text{р1}} = f_{\text{з}} - f_{\text{р*}}/q_{\text{р1}},$$

где $q_{\text{р1}}$ — приведенная массовая скорость рабочего потока в выходном сечении рабочего сопла, уравнение (6.66) может быть также записано в таком виде:

$$u_{\text{пр1}} \sqrt{\theta} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}} \left(\frac{f_{\text{з}}}{f_{\text{р*}}} - \frac{1}{q_{\text{р1}}} \right). \qquad (6.67)$$

Второй предельный режим

При выводе расчетного уравнения для второго предельного режима исходят из условной схемы процесса, не учитывающей взаимного перемешивания рабочего и инжектируемого потоков на участке между плоскостью *1-1*, проходящей через выходное сечение рабочего сопла, и сечением камеры смешения *s-s*, в котором возникает второй предельный режим.

Принимают, что в рассматриваемом сечении *s-s* в обоих потоках устанавливается статическое давление, равное критическому давлению инжектируемого потока:

$$p_s = p_{\text{р},s} = p_{\text{н},s} = \Pi_{\text{н*}} p_{\text{н}}. \qquad (6.68)$$

Скорость инжектируемого потока в этом сечении достигает критического значения $w_{\text{н},s} = a_{\text{н*}}$. Скорость рабочего потока больше критической $w_{\text{р},s} > a_{\text{р*}}$, поскольку

$$\Pi_{\text{р},s} = p_s/p_{\text{р}} = p_{\text{н}}\Pi_{\text{н*}}/p_{\text{р}} < \Pi_{\text{р*}}.$$

Площадь рабочего потока в рассматриваемом сечении *s-s*

$$f_{\text{р},s} = f_{\text{р*}}/q_{\text{р},s},$$

где $q_{\text{р},s}$ — приведенная массовая скорость рабочего потока при его относительном давлении $\Pi_{\text{р},s}$.

Поскольку площадь сечения камеры смешения равна $f_{\text{з}}$, то площадь инжектируемого потока в сечении *s-s* равна:

$$f_{\text{н},s} = f_{\text{н*}} = f_{\text{з}} - f_{\text{р},s} = f_{\text{з}} - f_{\text{р*}}/q_{\text{р},s}.$$

По аналогии с уравнением (6.44) предельный расход инжектируемой среды

$$G_{\text{н.пр2}} = \frac{k\Pi_{*}p_{\text{н}}}{a_{\text{н*}}} f_{\text{н*}} = \frac{k\Pi_{*}p_{\text{н}}}{a_{\text{н*}}} \left(f_{\text{з}} - \frac{f_{\text{р*}}}{q_{\text{р},s}} \right). \qquad (6.69)$$

Расход рабочей среды

$$G_{\text{р}} = \frac{k\Pi_{*}p_{\text{р}}}{a_{\text{р*}}} f_{\text{р*}}. \qquad (6.70)$$

Следовательно, коэффициент инжекции газоструйного аппарата при втором предельном режиме

$$u_{\text{пр2}} \sqrt{\theta} = \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{р}}} \left(\frac{f_{\text{з}}}{f_{\text{р*}}} - \frac{1}{q_{\text{р},s}} \right). \qquad (6.71)^{*}$$

Как видно из уравнения (6.71), коэффициент инжекции при втором предельном режиме растет с увеличением отношения $f_{\text{з}}/f_{\text{р*}}$ и уменьшением степени снижения давления рабочего потока $p_{\text{р}}$.

При расчете $u_{\text{пр2}}$ по уравнению (6.71) значение газодинамической функции $q_{\text{р},s}$ находится по газодинамическим таблицам по известному значению относительного давления рабочего потока в сечении *s-s*

$$\Pi_{\text{р},s} = \Pi_{\text{н*}} p_{\text{н}}/p_{\text{р}}.$$

Из сопоставления уравнений (6.67) и (6.71) легко установить, что соотношение значений предельных коэффициентов инжекции $u_{\text{пр1}}$ и $u_{\text{пр2}}$ зависит от значений приведенных массовых скоростей рабочего потока $q_{\text{р1}}$ и $q_{\text{р},s}$. При $q_{\text{р,н}} > q_{\text{р},s}$ $u_{\text{пр1}} > u_{\text{пр2}}$; при $q_{\text{р,н}} < q_{\text{р},s}$ $u_{\text{пр1}} < u_{\text{пр2}}$.

---

* Аналогичное уравнение в несколько другой модификации было выведено М. Д. Миллионщиковым и Г. М. Рябинковым.

Обычно при выборе выходного сечения рабочего сопла из условия $p_{р,н}=p_н>p_{н*}$ приведенная массовая скорость рабочего потока в выходном сечении сопла $q_{р,н}>q_{р,s}$ и, следовательно, $u_{пр1}>u_{пр2}$. В указанных условиях первый предельный режим не может быть реализован, так как раньше него наступает второй предельный режим.

Однако при установке рабочего сопла с завышенным (перерасширенным) выходным сечением, т. е. при малом значении $q_{р1}=f_{р1}/f_{р*}$, первый предельный коэффициент инжекции может сравниться или даже быть ниже второго предельного коэффициента, т. е. $u_{пр1}<u_{пр2}$. В этих условиях второй предельный режим не может быть реализован, так как первый предельный режим наступает раньше.

Третий предельный режим

Третий предельный режим наступает тогда, когда скорость смешанного потока в камере смешения достигает критической, т. е. $\lambda_{сз}=1$.

Расход сжатой среды при третьем предельном режиме может быть выражен как расход через критическое сечение $f_з$.

По аналогии с уравнением (6.44)

$$G_{с.пр}=G_р[1+u_{прз}]=k\Pi_* p_с f_з/a_{с*}, \qquad (6.72)$$

где $p_с$ — предельное противодавление, соответствующее третьему предельному режиму.

Расход рабочего потока через сопло

$$G_р=k\Pi_* p_р f_{р*}/a_{р*}.$$

Следовательно, коэффициент инжекции газоструйного аппарата при третьем предельном режиме

$$u_{прз}=\frac{G_{с.прз}}{G_р}-1=\frac{p_с}{p_р}\frac{a_{р*}}{a_{с*}}\frac{f_з}{f_{р*}}-1; \qquad (6.73а)$$

$$u_{прз}\sqrt{\theta}=\frac{p_с}{p_р}\frac{f_з}{f_{р*}}-1. \qquad (6.73б)$$

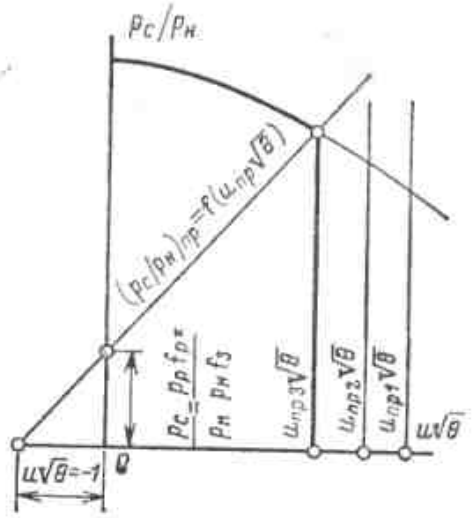


Рис. 6.11. Характеристика $p_с/p_н=f(u\sqrt{\theta})$ и линии предельных режимов струйного компрессора.

Уравнения (6.67), (6.71) и (6.73) позволяют определить коэффициенты инжекции при трех предельных режимах.

Для построения характеристики струйного аппарата заданных размеров должны быть определены коэффициенты инжекции при всех возможных предельных режимах.

Производительность компрессора ограничивается всегда тем предельным режимом, который наступает при наименьшем коэффициенте инжекции.

Переход аппарата на предельный режим определяется по точке пересечения пологой части характеристики с линией предельного режима.

В том случае, когда предельный коэффициент инжекции определяется постоянными внешними параметрами потоков, предельный коэффициент инжекции не зависит от вида пологой части характеристики. Точка пересечения пологой части характеристики с линией $u_{пр}$ определяет в этом случае давление $p_с$ при переходе аппарата на предельный режим.

Если же предельный коэффициент инжекции определяется переменными внешними параметрами потока, то по точке пересечения пологой части характеристики с линией предельного режима $p_с/p_н=f(u_{пр})$ находятся предельный коэффициент инжекции и давление $p_с$ при переходе аппарата на предельный режим. Так, при постоянных значениях $p_р$, $p_н$, $a_{р*}$, $a_{н*}$ и переменном значении $p_с$ коэффициенты инжекции $u_{пр1}$ и $u_{пр2}$ определяются однозначно независимо от значения $p_с$. Что же касается $u_{прз}$, то он определяется пересечением пологой части характеристики и линии предельного противодавления $p_{с.пр}=f(u_{прз})$.

На рис. 6.11 нанесены характеристика и линии предельных режимов газоструйного компрессора при $p_р=\text{const}$, $p_н=\text{const}$, $a_{р*}=\text{const}$, $a_{н*}=\text{const}$ или, что то же, $\sqrt{\theta}=\text{const}$ и $p_с=\text{var}$.

В рассматриваемых условиях значения $u_{пр1}\sqrt{\theta}$ и $u_{пр2}\sqrt{\theta}$ не зависят от характе-

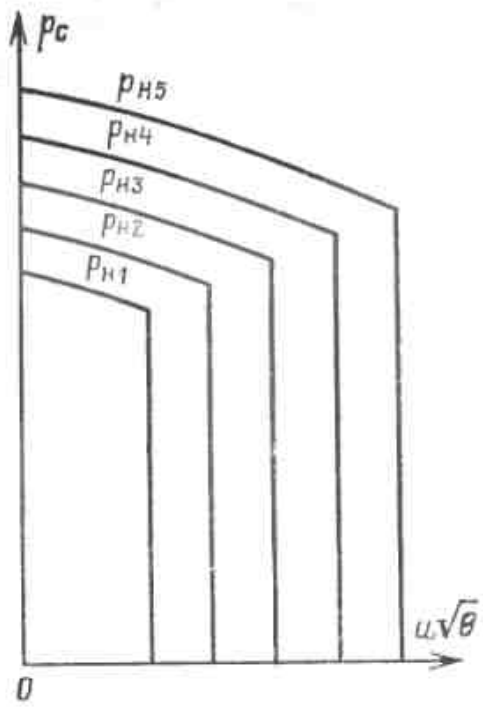


Рис. 6.12. Семейство характеристик $p_c = f(p_н, u\sqrt{\theta})$, струйного компрессора; $p_{н1} < p_{н2} < p_{н3} < p_{н4} < p_{н5}$.

ристики компрессора $p_c/p_н = f(u\sqrt{\theta})$, так как в уравнения (6.69) и (6.71) параметр p_c не входит. Наоборот, значение $u_{пр3}\sqrt{\theta}$ зависит от характеристики компрессора, так как в уравнение (6.73) в качестве одного из параметров входит p_c. Поэтому $u_{пр3}\sqrt{\theta}$ определяется по точке пересечения характеристики компрессора $p_c/p_н = f(u\sqrt{\theta})$ с линией предельного противодавления $(p_c/p_н)_{пр} = f(u_{пр3}\sqrt{\theta})$.

Для нахождения точки пересечения уравнение (6.73) для третьего предельного режима полезно представить в следующем виде:

$$(p_c/p_н)_{пр} = (1 + u_{пр}\sqrt{\theta})\, p_р f_{р*}/(p_н f_з). \quad (6.74)$$

В координатах $u\sqrt{\theta} = f(p_c/p_н)$ уравнение (6.74) представляет собой прямую, отсекающую на оси ординат отрезок $p_c/p_н = p_р f_{р*}/(p_н f_з)$, а на оси абсцисс — отрезок $u\sqrt{\theta} = -1$.

При решении этой задачи характеристику компрессора удобно строить по уравнению (6.61).

На рис. 6.11 показано построение характеристики компрессора $p_c/p_н = f(u\sqrt{\theta})$, при $p_н$=const, т. е. для одного значения $p_н$=const.

В данном случае $u_{пр3}\sqrt{\theta} < u_{пр2}\sqrt{\theta}$, поэтому максимальный коэффициент инжекции этого компрессора определяется третьим предельным режимом.

Аналогичным способом могут быть построены характеристики для различных значений $p_н$. В результате получится семейство характеристик $p_c = f(u\sqrt{\theta})$, каждая из которых относится к определенному значению $p_н$. Общий вид такого семейства характеристик показан на рис. 6.12.

В некоторых случаях назначением струйного компрессора является поддержание пониженного давления на всасывающей стороне аппарата. Значение этого давления зависит от коэффициента инжекции, развиваемого компрессором. Условия работы такого компрессора: $p_р$=const, p_c=const, $p_н$=var.

Для указанного режима работы компрессора представляют интерес характеристики $p_н = f(u)$ или $p_н = f(u\sqrt{\theta})$.

Такие характеристики могут быть построены на основе характеристик $p_c = f(u)$ или $p_c = f(u\sqrt{\theta})$ путем проведения через них ряда сечений при различных значениях p_c (рис. 6.13). Из такого построения легко установить для каждого заданного значения p_c=const значения коэффициентов инжекции u или $u\sqrt{\theta}$, соответствующие различным давлениям $p_н$ в приемной камере компрессора. На рис. 6.14 показано семейство характеристик $p_н = f(u\sqrt{\theta})$, построенных таким методом.

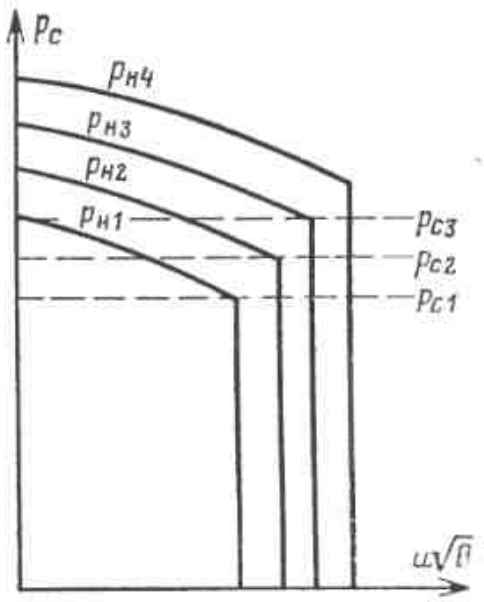


Рис. 6.13. К построению семейства характеристик $p_н = f(u\sqrt{\theta})$ струйного компрессора; $p_{c1} < p_{c2} < p_{c3}$.

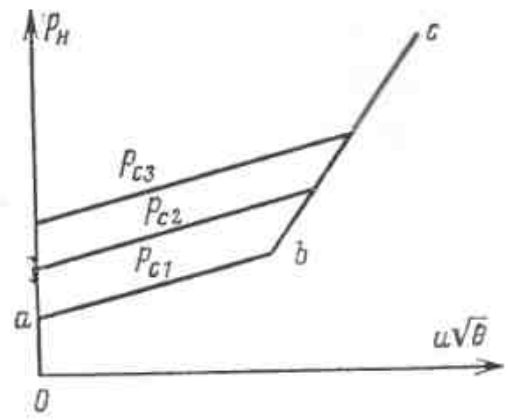


Рис. 6.14. Семейство характеристик $p_н = f(u\sqrt{\theta})$ струйного компрессора; $p_{c1} < p_{c2} < p_{c3}$.

Каждая характеристика состоит из двух участков: пологого ab и крутого bc. Пологий участок описывает допредельный режим работы компрессора. Крутой — предельный режим работы компрессора.

Пологий участок ab характеристики компрессора можно также построить непосредственно по уравнению (6.62), крутой — путем использования уравнений предельных режимов.

Как было указано выше, для работы компрессоров имеют, как правило, реальное значение два предельных режима: второй или третий. Крутой участок характеристики компрессора определяется тем из предельных режимов, при котором линия bc проходит круче, т. е. тем режимом, который при данном $p_{н.пр}$ дает более низкое значение $u_{пр}$ или при данном $u_{пр}$ дает более высокое значение $p_{н.пр}$.

Второй предельный режим рассчитывается по уравнению (6.71).

Точка пересечения характеристики компрессора $p_н=f(u\sqrt{\theta})$, построенной по уравнению (6.62), с линией $p_{н.пр}=f(u_{пр2}\sqrt{\theta})$, построенной по уравнению (6.71), определяет значения $p_{н.пр2}$ и $u_{пр2}\sqrt{\theta}$, при которых при заданных значениях $p_р$ и $p_с$ и заданном геометрическом параметре компрессора наступает второй предельный режим. Точка пересечения характеристики компрессора $p_н=f(u)$ или $p_н=f(u\sqrt{\theta})$ с линией третьего предельного режима, т. е. значение $u_{пр3}$ или $u_{пр3}\sqrt{\theta}$ при третьем предельном режиме, определяется однозначно по уравнению (6.73).

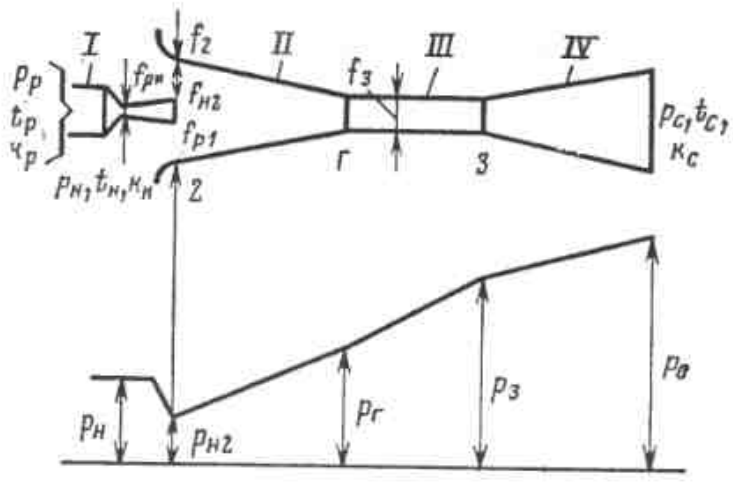


Рис. 6.15. Профиль проточной части и изменение давления по длине эжектора.

I — рабочее сопло; *II* — конический участок камеры смешения; *III* — цилиндрический участок камеры смешения; *IV* — диффузор.

6.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИНЖЕКЦИИ, ДАВЛЕНИЯ СЖАТИЯ И ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ СТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА

Струйными эжекторами называются струйные аппараты с расчетной степенью повышения давления $p_с/p_н>2{,}5$. Струйные эжекторы получили широкое применение в эжекторных холодильных установках, где для охлаждения воды до 4—6°С необходимо поддерживать давление в испарителе около 1 кПа, в то время как в конденсаторе этих установок при обычной температуре охлаждающей воды 25—30°С поддерживается давление 4—6 кПа. Поэтому расчетная степень сжатия эжекторов этих установок $p_с/p_н=4\div6$.

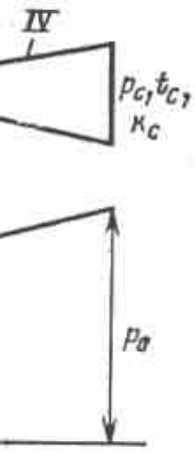
При больших степенях расширения рабочей среды $p_р/p_н$ и сжатия инжектируемой среды $p_с/p_н$ коэффициент инжекции, развиваемый струйными компрессорами с цилиндрической камерой смешения, ограничивается обычно вторым предельным режимом. С целью увеличения этого коэффициента камера смешения струйных эжекторов выполняется из двух элементов: развитой конической сужающейся части (конфузора) и короткой цилиндрической (горловины).

На рис. 6.15 схематически изображен профиль проточной части эжектора этого типа и указаны основные обозначения. Выходное сечение рабочего сопла условно совмещено с входным сечением камеры смешения. Считая условно, что на участке между плоскостью выходного сечения сопла и входным сечением конфузора рабочий и инжектируемый потоки текут изолированно и не смешиваются или что выходное сечение сопла совпадает с входным сечением конфузора, как это изображено на рис. 6.15, уравнение импульсов для камеры смешения, состоящей из конической и цилиндрической частей, можно записать следующим образом:

$$\varphi_2(G_р w_{р2}+G_н w_{н2})-(G_р+G_н)w_3=$$

$$=p_з f_з+\int_{f_з}^{f_з} p\,df-p_{р2}f_{р2}-p_{н2}f_{н2}. \qquad (6.75)$$

Уравнение (6.75) отличается от уравнения (6.16) для аппарата с цилиндрической камерой смешения дополнительным слагаемым в его правой части $\int_{f_з}^{f_з} p\,df$, представ-



сти и изме-
ора.
участок каме-
участок ка-

$/p_н$ коэф-
зиваемый
с цилин-
ия, огра-
предель-
еличения
а смеше-
выполня-
развитой
сти (кон-
рической

изображен
тора этого
чения. Вы-
ловно сов-
ры смеше-
тке между
сопла и
рабочий и
лированно
дное сече-
сечением
а рис. 6.15,
смешения,
дрической
щим об-

$w_3=$

(6.75)

от уравне-
дрической
м слагае-

представ-

ляющим собой импульс, обусловленный реакцией стенки конфузора.

С достаточной точностью можно принять:

$$\int_{f_3}^{f_2} p\,df = (f_2 - f_3)\,(p_г + p_{н2})/2, \qquad (6.76)$$

где $p_г$ — давление в горловине эжектора.

Введем следующие обозначения: $\beta = f_2/f_3$; $\Pi_{3г} = p_г/p_3$. С достаточной точностью можно принять:

$$p_г = \sqrt{p_3 p_{н2}} = \sqrt{\Pi_{с3} p_с \Pi_{н2} p_н};$$

$$\Pi_{3г} = \sqrt{\Pi_{н2} p_н / \Pi_{с3} p_с}.$$

На основе экспериментальных данных для эжекторов оптимальное значение $\beta = 2 \div 3$.

Из совместного решения уравнений (6.17)—(6.19), (6.23)—(6.25), (6.75) и (6.76) выводится выражение для расчета коэффициента инжекции эжектора, полностью совпадающее с уравнением (6.28б). Коэффициенты K_1 и K_2 определяются по уравнениям (6.29) и (6.30), K_3 и K_4 — по следующим уравнениям:

$$K_3 = 1 + \varphi_3 \frac{p_с}{p_р} \times$$

$$\times \frac{\Pi_{с3} - \frac{p_н}{p_с}\left\{\beta - 0{,}5\,(\beta - 1)\,\Pi_{н2} \times \right.}{k\Pi_* \lambda_{с3} q_{р.н} \beta} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\left. \times \left(1 + \sqrt{\frac{p_с \Pi_{с3}}{p_н \Pi_{н2}}}\right)\right\}}{}; \qquad (6.77)$$

$$K_4 = 1 + \varphi_3 \frac{p_с}{p_н} \times$$

$$\times \frac{\Pi_{с3} - \Pi_{с2}\left\{\beta - 0{,}5(\beta - 1) \times \right.}{k\Pi_* \lambda_{с3} q_{н2} \beta} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\left. \times \left(1 + \sqrt{\frac{p_с \Pi_{с3}}{p_н \Pi_{н2}}}\right)\right\}}{}. \qquad (6.78)$$

Значения $\lambda_{н2}$ и $\lambda_{с3}$ связаны геометрическими размерами аппарата. Аналогично уравнению (6.26) эта связь записывается в следующем виде:

$$\frac{a_{р*}}{k\Pi_* p_р q_{р.н}} + \frac{u a_{н*}}{k\Pi_* p_н q_{н2}} = = \frac{\beta\,(1+u)\,a_{с*}}{k\Pi_* p_с q_{с3}},$$

откуда

$$q_{н2} = \frac{u\sqrt{\theta}}{\beta\,(1 + u\sqrt{\theta})\,\frac{p_н}{p_с}\,\frac{1}{q_{с3}} - \frac{p_н}{p_р}\,\frac{1}{q_{р.н}}}. \qquad (6.79)$$

Методика расчета достижимого коэффициента инжекции струйного эжектора аналогична описанной выше методике решения такой же задачи для струйного компрессора с цилиндрической камерой смешения.

В том случае, когда заданы параметры рабочего и инжектируемого потоков и коэффициент инжекции, а искомой величиной является давление сжатия $p_с$, расчет производится по модифицированному уравнению, полученному из совместного решения уравнений (6.28б), (6.77) и (6.78):

$$\frac{p_с}{p_н} = \frac{\beta}{\varphi_3 \Pi_{с3}} \times$$

$$\times \left\{ \frac{K_1 \lambda_{р.н} + \varphi_3 \frac{\Pi_{р.н}}{\Pi_*} \frac{1}{k q_{р.н}} (1 - \psi \Pi_{н2}) + }{\frac{\Pi_{р.н}}{\Pi_*} \frac{1}{k q_{р.н}} +} \right. \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{+ u\sqrt{\theta}\left[K_2 \lambda_{н2} + \varphi_3 \frac{\Pi_{н2}}{\Pi_*} \times \right.}{+ u\sqrt{\theta}\,\frac{1}{\Pi_* k q_{н2}}} \rightarrow$$

$$\rightarrow \left. \frac{\left. \times \frac{1}{k q_{н2}} (1 - \psi)\right] - (1 + u\sqrt{\theta})\,\lambda_{с3}}{} \right\}, \qquad (6.80)$$

где

$$\psi = 0{,}5\,\frac{\beta - 1}{\beta}\left(1 + \sqrt{\frac{\Pi_{с3} p_с}{\Pi_{н2} p_н}}\right).$$

При расчете достижимого коэффициента инжекции газоструйного эжектора с конической камерой смешения, как и при расчете газоструйного компрессора с цилиндрической камерой смешения, необходимо учесть ограничивающее условие, заключающееся в том, что не только во входном сечении конической части камеры смешения $\lambda_{н2} < 1$, но и в любом из промежуточных ее сечений, которое мы обозначим s-s, скорость инжектируемого потока не может превышать критическую.

В отличие от схемы второго предельного режима, принятой при расчете газоструйных компрессоров, для газоструйных эжекторов принимают, что на начальном участке камеры смешения до сечения s-s не происходит смешения потоков и статические давления рабочего и инжектируемого потоков в сечении s-s различны. Статическое давление рабочего потока равно давлению в выходном сечении рабочего сопла $\Pi_{р,s} = \Pi_{р1} = \Pi_{р.н}$, инжектируемого потока равно критическому $\Pi_{н,s} = \Pi_*$.

Таким образом, принятая схема эквивалентна наступлению первого предельного режима в сечении s-s, площадь которого $f_s=\mu f_з$; $\beta>\mu>1$.

Приведенная массовая скорость инжектируемого потока в сечении s-s по аналогии с уравнением (6.79) определяется по формуле

$$q_{н,s}=\frac{u\sqrt{\theta}}{\mu(1+u\sqrt{\theta})\dfrac{p_н}{p_с}\dfrac{1}{q_{сз}}-\dfrac{p_н}{p_р}\dfrac{1}{q_{р.н}}}. \quad (6.81)$$

При критической скорости инжектируемого потока в сечении s-s $w_{н,s}=a_{н*}$ и $q_{н,s}=q_{н*}=1$.

На основе уравнения (6.81) находится значение коэффициента инжекции эжектора при втором предельном режиме

$$u_{пр2}\sqrt{\theta}=\frac{\mu\dfrac{p_н}{p_с}\dfrac{1}{q_{сз}}-\dfrac{p_н}{p_р}\dfrac{1}{q_{р.н}}}{1-\mu\dfrac{p_н}{p_с}\dfrac{1}{q_{сз}}}. \quad (6.82)$$

Действительный коэффициент инжекции газоструйного эжектора не может превышать $u_{пр2}$, т. е. $u\leqslant u_{пр2}$.

Значение μ, определяющее значение $u_{пр2}$, пока не может быть найдено теоретически. На основании результатов испытаний газоструйных эжекторов можно принимать значение $\mu=1{,}35\div1{,}5$. Расчет достижимого коэффициента инжекции u или достижимой степени повышения давления $p_с/p_н$ эжектора производится аналогично решению такой же задачи для струйного компрессора. Для определения степени сжатия при втором предельном режиме используется модифицированное уравнение (6.82), приведенное к виду

$$\left(\frac{p_с}{p_н}\right)_{пр2}=\frac{\mu(1+u\sqrt{\theta})}{q_{сз}\left(\dfrac{p_н}{p_р}\dfrac{1}{q_{р.н}}+u\sqrt{\theta}\right)}. \quad (6.83)$$

Графическая интерпретация расчета $(u\sqrt{\theta})_{макс}$ и $(p_с/p_н)_{макс}$ приведена на рис. 6.5. Часть кривой $u\sqrt{\theta}=\psi(\lambda_{сз})$ или $p_с/p_н=\psi(\lambda_{сз})$, лежащая выше кривой $u_{пр2}\sqrt{\theta}=\varkappa(\lambda_{сз})$ или $(p_с/p_н)_{пр2}=\varkappa(\lambda_{сз})$, отбрасывается как нереализуемая. Оптимальное значение $\lambda_{сзопт}$ соответствует $(u\sqrt{\theta})_{макс}$ или $(p_с/p_н)_{макс}$ на реализуемом участке графика.

Основные геометрические размеры струйных эжекторов рассчитываются по тем же формулам, что и струйных компрессоров, а именно: $f_{р*}$ — по (6.43), $f_{р1}/f_{р*}$ — по (6.45), $f_з/f_{р*}$ — по (6.47), $f_2/f_{р*}$ — по (6.50).

Угол конусности конфузора на основе экспериментальных данных принимается обычно равным 5—7°.

На основе уравнения импульсов (6.75) выводится также уравнение характеристики струйных эжекторов с камерой смешения, состоящей из развитого конфузора и цилиндрической горловины:

$$\frac{p_с}{p_н}=\varkappa\left\{\Pi_{р2}\frac{p_р}{p_н}\frac{f_{р2}}{f_з}+\right.$$
$$+\Pi_{н2}\frac{f_{н2}}{f_з}\left[1-0{,}5(\beta-1)\frac{f_з}{f_{н2}}\right]+$$
$$+\frac{k\Pi_*}{\varphi_з}\frac{f_{р*}}{f_з}\frac{p_э}{p_н}[K_1\lambda_{р2}+$$
$$\left.+K_2u\sqrt{\theta}\,\lambda_{н2}-(1+u\sqrt{\theta})\lambda_{сз}\right\}, \quad (6.84)$$

где

$$\varkappa=\frac{1}{\left[1+0{,}5(\beta-1)\sqrt{\dfrac{p_н\Pi_{н2}}{p_с\Pi_{сз}}}\right]\Pi_{сз}}.$$

В том случае, когда струйный эжектор работает при переменном давлении $p_н$ и постоянных давлениях $p_р$ и $p_с$, уравнение характеристики (6.84) удобнее использовать в модифицированном виде:

$$\frac{p_н}{p_с}-\sqrt{\frac{p_н}{p_с}\frac{\Pi_{сз}}{\Pi_{н2}}}\frac{0{,}5(\beta-1)}{\left[1-0{,}5(\beta-1)\dfrac{f_з}{f_{н2}}\right]}=$$
$$=J\left\{\Pi_{сз}\frac{f_з}{f_{нз}}-\Pi_{р2}\frac{p_р}{p_с}\frac{f_{р2}}{f_{н2}}-\right.$$
$$-\frac{k\Pi_*}{\varphi_з}\frac{f_{р*}}{f_{н2}}\frac{p_р}{p_с}[K_1\lambda_{р2}+K_2u\sqrt{\theta}\lambda_{н2}-$$
$$\left.-(1+u\sqrt{\theta})\lambda_{сз}]\right\}, \quad (6.85)$$

где

$$J=\frac{1}{\Pi_{н2}[1-0{,}5(\beta-1)f_з/f_{н2}]}.$$

Метод построения характеристики эжектора такой же, как и метод построения характеристики компрессора.

Предельный коэффициент инжекции определяется из условия наступления предельного режима в конфузоре камеры смешения. Значение предельного коэффициента

инжекции при этом условии может быть вычислено по уравнению, аналогичному (6.71):

$$u_{пр}\sqrt{\theta}=(\mu f_з/f_{р*}-1/q_{р.н})\,p_н/p_р. \quad (6.86)$$

Значение газодинамической функции $q_{р.н}$ находится по известному отношению давлений рабочего потока $\Pi_{р.н}$.

При давлении инжектируемой среды $p_н$, равном или большем давления в выходном сечении рабочего сопла, условно принимают, что струя рабочего пара сохраняет сечение $f_{р1}$, равное выходному сечению рабочего сопла, вплоть до сечения f_s конфузорной части камеры смешения, в которой эжектируемый поток достигает критической скорости.

Значение предельного коэффициента инжекции при этом условии

$$u_{пр}\sqrt{\theta}=(\mu f_з/f_{р1}-f_{р1}/f_{р*})\,p_н/p_р. \quad (6.87)$$

6.10. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА И КПД ПАРОЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Пароэжекторные холодильные установки, работающие по замкнутой схеме, благодаря простоте устройства и безвредности рабочего агента (водяной пар) получили широкое применение в системах кондиционирования воздуха, а также для охлаждения технологической воды и растворов на промышленных предприятиях.

Основным аппаратом этих установок, соответствующим по назначению компрессору, служит струйный эжектор.

На рис. 6.16 приведена в качестве иллюстрации принципиальная схема пароводяной эжекторной холодильной установки [47].

Подлежащая охлаждению вода из камер кондиционирования воздуха или из охлаждающих рубашек технологических аппаратов поступает через дроссельный вентиль *XV* и распределительную гребенку *XIV* в испаритель *XIII* холодильной установки.

С помощью главного эжектора *I* установки в испарителе поддерживается давление $p_н=p_0$, соответствующее температуре испарения (кипения) t_0 охлажденной воды. Так как вода, поступающая на охлаждение, имеет температуру $t_в>t_0$, то она в испарителе вскипает, а температура ее снижается с $t_в$ до t_0.

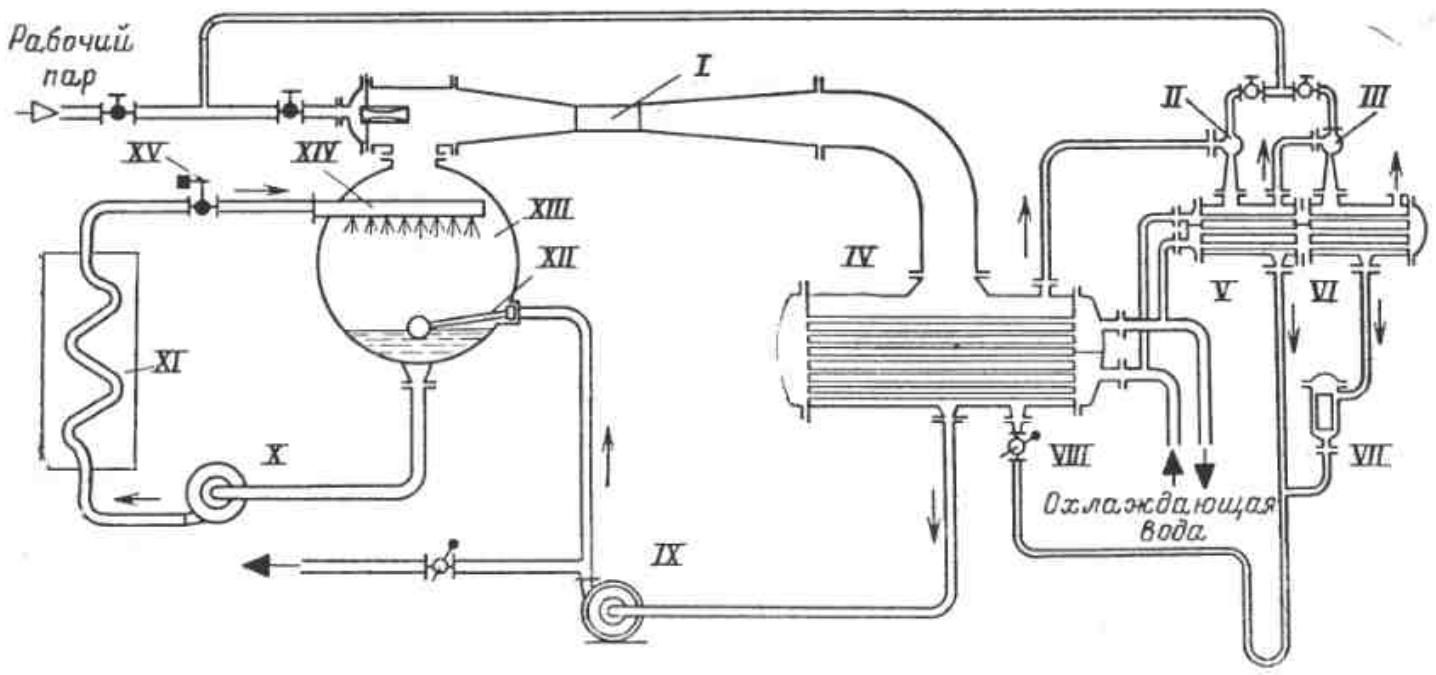


Рис. 6.16. Принципиальная схема пароэжекторной холодильной установки.

I — главный эжектор; *II* — вспомогательный эжектор нижней ступени; *III* — вспомогательный эжектор верхней ступени; *IV* — главный конденсатор; *V* — вспомогательный конденсатор нижней ступени; *VI* — вспомогательный конденсатор верхней ступени; *VII* — поплавковый вентиль; *VIII*, *XII* — дроссельные вентили; *IX* — конденсатный насос; *X* — холодноводный насос; *XI* — потребитель холода; *XIII* — испаритель; *XIV* — распределительная гребенка; *XV* — регулирующий вентиль.

Охлажденная вода с температурой t_0 забирается холодноводным насосом и подается к потребителям. Водяной пар, выделившийся в испарителе из охлажденной воды в результате ее частичного вскипания, отсасывается главным эжектором *I*.

В качестве рабочей среды в главном эжекторе используется водяной пар с параметрами $p_р$, $t_р$, подаваемый от ТЭЦ, котельной или другого источника.

Конденсат возвращается к источнику пароснабжения установки — на ТЭЦ или в котельную.

Все основные аппараты пароэжекторной холодильной установки: испаритель, главный конденсатор *IV*, главный эжектор и др. — работают под давлением около 100 кПа. Поэтому во время работы через неплотности в установку может просачиваться воздух. Кроме того, воздух может поступать в установку с потоком охлаждаемой воды из камер кондиционирования или технологической аппаратуры. Для поддержания в аппаратах заданных давлений необходимо во время работы непрерывно отводить из установки воздух.

При установившемся режиме расход воды, поступающий на охлаждение от потребителей в холодильную установку, равен расходу охлаждаемой воды, подаваемой от холодильной установки потребителям $G_в = G_s$. Аналогично расход пара, отводимого из испарителя в главный эжектор, равен массовому расходу конденсата, подаваемого из главного конденсатора в испаритель $G_н = G_к$.

Тепловой баланс испарителя

$$Q_0 = G_s(i_в - i_0) = G_н(i_н - i_к), \qquad (6.88)$$

где Q_0 — холодопроизводительность установки; G_s и $G_н$ — расходы воды и пара из испарителя; $i_в$ и $i_к$ — энтальпии воды, поступающей в испаритель из системы кондиционирования и из конденсатора установки; i_0 — энтальпия холодной воды после испарителя; $i_н$ — энтальпия пара после испарителя.

На основе уравнения (6.88) находится отношение массовых расходов пара и воды, выводимых из испарителя:

$$\beta = G_н/G_s = (i_в - i_0)/(i_н - i_к). \qquad (6.89а)$$

Отношение массового расхода рабочего пара на главный эжектор к массовому расходу охлажденной воды

$$\frac{G_р}{G_s} = \frac{\beta}{u} = \frac{1}{u}\frac{t_в - i_0}{i_н - i_к}. \qquad (6.89б)$$

Удельный расход тепла на выработку холода

$$э_х = \frac{G_р(i_р - i_к)}{G_s(i_э - i_0)} = \frac{1}{u}\frac{i_р - i_к}{i_н - i_к}, \qquad (6.90а)$$

где $i_р$ — энтальпия рабочего пара перед главным эжектором.

При близких значениях $i_р$ и $i_н$ можно для предварительных расчетов принимать:

$$э_х = 1/u. \qquad (6.90б)$$

Холодильный коэффициент пароэжекторных установок

$$\varepsilon = 1/э_х = u(i_н - i_к)/(i_р - i_к). \qquad (6.91а)$$

При близких значениях $i_н$ и $i_р$

$$\varepsilon \approx u. \qquad (6.91б)$$

Удельный расход эксергии рабочего пара на выработку холода

$$e_x = \frac{1}{u}\frac{e_р - e_к}{(i_н - i_к)}, \qquad (6.92)$$

где $e_р$ и $e_к$ — удельные эксергии рабочего пара и конденсата.

Коэффициент полезного действия пароэжекторной холодильной установки

$$\eta_e = E_{хол}/E_{раб} = u(i_н - i_к)\tau_e/(e_р - e_к), \qquad (6.93)$$

где τ_e — коэффициент работоспособности вырабатываемого холода,

$$\tau_e = 1 - T_{о.с}/T_0$$

T_0 — температура холодной воды после испарителя, К.

6.11. РАБОТА ПАРОЭЖЕКТОРНЫХ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК В НЕРАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЯХ

Работа пароэжекторной холодильной установки зависит от параметров рабочего потока перед установкой ($p_р$, $v_р$), параметров охлаждающей среды, поступающей в конденсатор, и параметров воды, подаваемой на охлаждение в установку.

При повышении температуры или снижении расхода охлаждающей воды через главный конденсатор установки растет давление в конденсаторе, а следовательно, и давление сжатия $p_с$, развиваемое главным эжектором. Поскольку главный эжектор работает в расчетных условиях на предельном режиме, повышение давления сжатия не отражается на коэффициенте инжекции, а значит, и на холодопроизводительности установки до тех пор, пока давление сжатия, развиваемое компрессором, ниже предельного противодавления $p_с < p_{с.пр}$.

Предельным противодавлением $p_{с.пр}$ называется максимальное давление сжатия, развиваемое эжектором при работе на предельном режиме, т. е. при $u = u_{пр}$. При дальнейшем повышении давления сжатия, когда $p_с > p_{с.пр}$, главный эжектор переходит на допредельный режим; при этом резко снижается холодопроизводительность установки.

Снижение температуры охлаждающей воды или увеличение ее расхода через конденсатор по сравнению с расчетным приводит к снижению давления в конденсаторе. Однако, поскольку эжектор работает на предельном режиме, $p_с < p_{с.пр}$; при этом холодопроизводительность установки не увеличивается. Поэтому снижение температуры конденсации ниже расчетной не оправдывается, так как это вызывает увеличение расхода энергии на перекачку охлаждающей воды, не приводя к повышению холодопроизводительности установки.

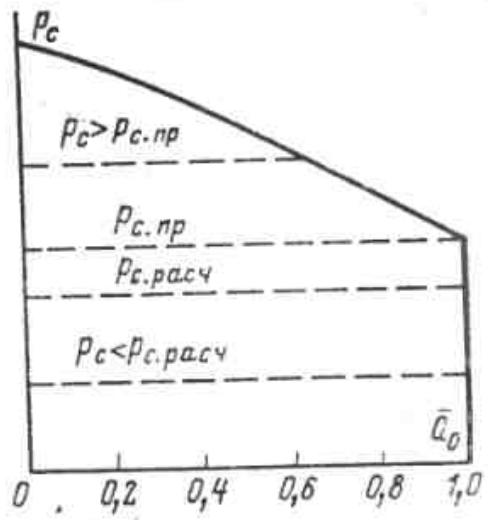


Рис. 6.17. Зависимость холодопроизводительности пароэжекторной установки от давления в конденсаторе.

На рис. 6.17 показана зависимость относительной холодопроизводительности $\bar{Q}_0$ пароэжекторной установки от давления в конденсаторе $p_с$. Под относительной холодопроизводительностью $\bar{Q}_0$ понимается отношение действительной холодопроизводительности установки Q_0 к холодопроизводительности при расчетных условиях $Q^р_0$: $\bar{Q}_0 = Q_0 / Q^р_0$.

При снижении давления в конденсаторе ниже $p_{с.пр}$ холодопроизводительность $\bar{Q}_0$ не увеличивается, при его повышении выше $p_{с.пр}$ холодопроизводительность снижается.

Снижение давления рабочего пара перед главным эжектором приводит к увеличению предельного коэффициента инжекции $u_{пр}$ и к одновременному снижению предельного противодавления $p_{с.пр}$, развиваемого эжектором.

На рис. 6.18 приведены характеристики $p_с$—u эжекторов при различных давлениях рабочего пара $p_р$. Как видно из рисунка, снижение давления рабочего пара с $p_{р1}$ до $p_{р3}$ приводит к увеличению предельного коэффициента инжекции с $u_{пр1}$ до $u_{пр3}$ и к одновременному снижению предельного противодавления с $p_{с1пр}$ до $p_{с3пр}$.

Одновременно со снижением давления рабочего пара перед эжектором в соответствии с уравнением (6.44) снижается расход рабочего

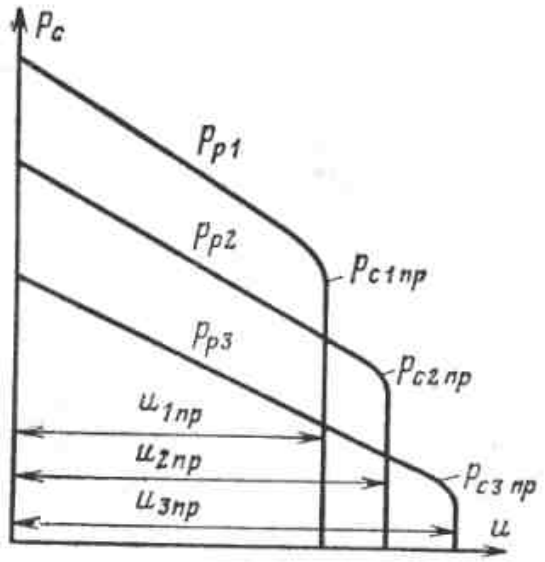


Рис. 6.18. Характеристика $p_c - u$ эжектора при $p_р = \text{var}$.

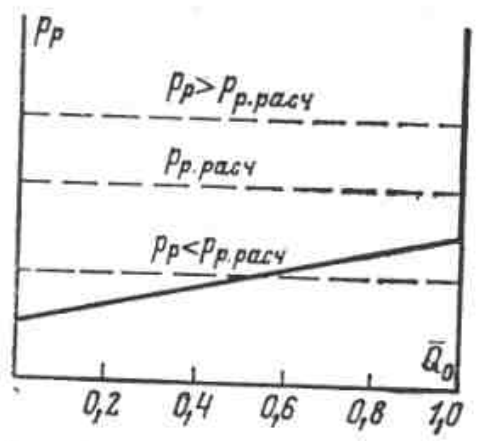


Рис. 6.19. Зависимость холодопроизводительности пароэжекторной установки от давления рабочего пара перед главным эжектором.

пара $G_р$ через эжектор. До тех пор, пока предельное противодавление $p_{с.пр}$, развиваемое эжектором, выше давления в конденсаторе, снижение давления рабочего пара приводит к повышению экономичности холодильной установки, так как при этом уменьшается удельный расход энергии на выработку холода, а холодопроизводительность установки практически не изменяется. Как следует из уравнения (6.88), холодопроизводительность установки

$$Q_0 = G_н(i_н - i_к) = uG_р(i_н - i_к).$$

До тех пор, пока предельное противодавление эжектора $p_{с.пр}$ превышает давление в конденсаторе, при снижении давления рабочего пара $p_р$ произведение $uG_р$ остается практически постоянным.

Дальнейшее снижение давления рабочего пара приводит к резкому падению холодопроизводительности установки, так как эжектор переходит на допредельный режим.

Повышение давления рабочего пара выше расчетного $p_{р.расч}$, как правило, вызывает повышение удельного расхода энергии на выработку холода и не дает сколько-нибудь заметного увеличения холодопроизводительности установки, так как при этом одновременно с увеличением расхода пара снижается предельный коэффициент инжекции. Оптимальным является такое давление рабочего пара $p_р$, при котором предельное давление эжектора $p_{с.пр}$ незначительно превышает давление в конденсаторе.

На рис. 6.19 показана зависимость холодопроизводительности пароэжекторных установок от давления рабочего пара.

Повышение температуры воды или увеличение расхода воды, подаваемой в испаритель, приводит к повышению давления $p_н$ в испарителе и температуры испарения t_0. При этом растут предельный коэффициент инжекции $u_{пр}$ и предельное противодавление $p_{с.пр}$, развиваемое эжектором.

В связи с увеличением коэффициента инжекции $u_{пр}$ растет холодопроизводительность установки.

На рис. 6.20 приведены характеристики $p_с - u$ эжектора при $p_н = \text{var}$, а на рис. 6.21 показана зависимость холодопроизводительности от температуры испарения t_0.

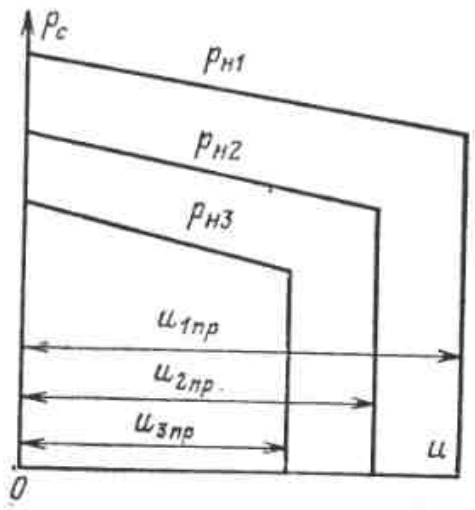


Рис. 6.20. Характеристики $p_с - u$ эжектора при $p_н = \text{var}$.

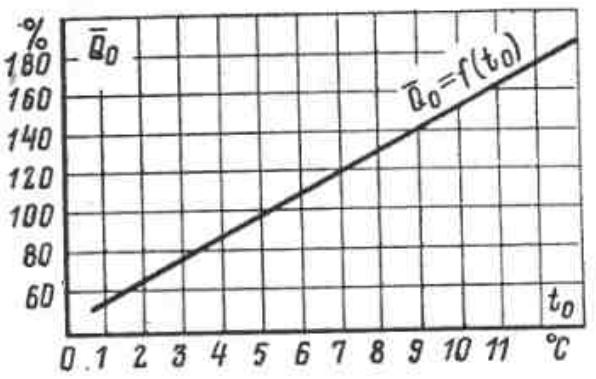


Рис. 6.21. Зависимость холодопроизводительности Q_0 от температуры испарения t_0.

При работе на предельном режиме и изменении давления всасывания $p_н$ объемная производительность эжектора $V_н$ остается практически постоянной. Поэтому можно в первом приближении принимать массовую производительность эжектора $G_н$ и холодопроизводительность установки $\bar{Q}_0$ обратно пропорциональными удельному объему пара $v_н$, отсасываемого из испарителя.

В этих условиях для снижения давления в испарителе, т. е. для снижения температуры испарения, необходимо включить в работу дополнительные эжекторы. Тогда массовая производительность каждого эжектора снизится. При практически постоянной объемной производительности каждого эжектора это приведет к снижению давления в испарителе и соответствующему увеличению удельного объема пара, отсасываемого из испарителя.

6.12. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ И ПРОЦЕСС ЕЕ РАБОТЫ

Процесс работы вихревой трубы

Одним из видов струйных трансформаторов тепла являются вихревые трубы, эффект работы которых был обнаружен опытным путем Ж. Ранком в 1934 г., а затем изучен Хильшем [30].

Схема вихревой трубы приведена на рис. 6.22. Вихревая труба представляет собой простейший аппарат без движущихся частей. Сжатый газ при давлении p_c и температуре T_c, обычно равной или близкой к температуре окружающей среды $T_{о.с}$, вводится внутрь цилиндрической трубы I через сопла II тангенциально, т. е. по касательной к внутренней поверхности трубы. Поступивший в трубу поток газа, совершающий вращательное движение по отношению к ее оси, перемещается по периферии трубы от соплового сечения C-C к так называемому горячему торцу трубы $Г$-$Г$.

Через кольцевую щель IV в выходном торце $Г$-$Г$ трубы часть периферийного потока газа выводится из нее при температуре торможения $T_г > T_c$. Остальной газовый поток проходит по центральной части трубы противотоком к периферийному потоку газа и выводится из нее через диафрагму III и холодный торец трубы X-X с температурой торможения $T_x < T_c$. Давление

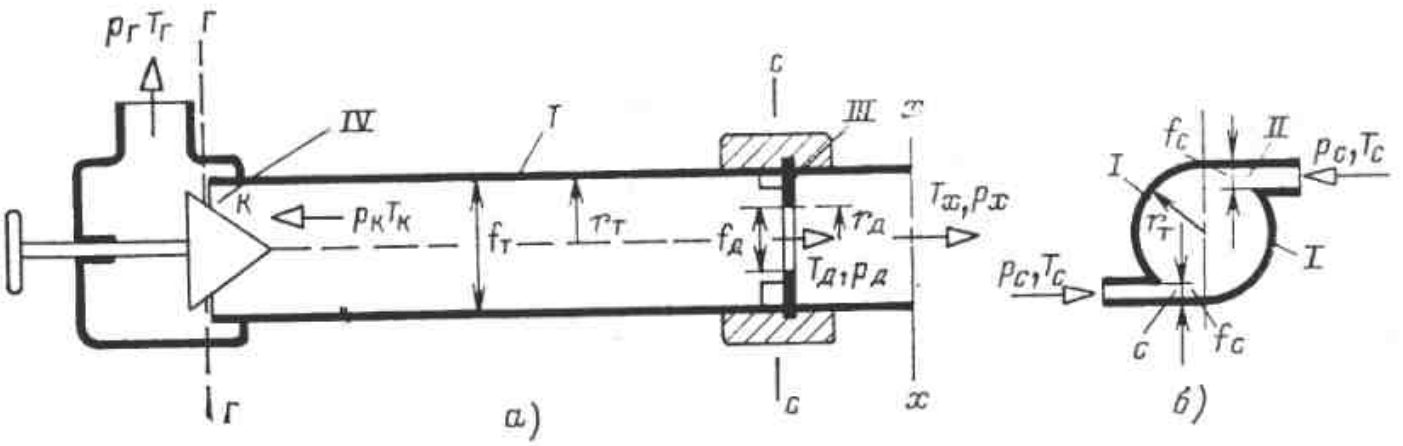


Рис. 6.22. Схема вихревой трубы.

а — продольный разрез; *б* — поперечный разрез по сопловому сечению; $T_д$, $p_д$ — температура и давление в диафрагме; $T_к$ и $p_к$ — то же перед клапаном K.

обоих потоков газа на выходе из трубы ниже давления p_c, т. е. $p_x < p_c$ и $p_г < p_c$.

Создаваемый вихревой трубой эффект разделения потока газа с температурой торможения T_c на два потока — один с температурой торможения $T_г > T_c$ и другой с температурой торможения $T_x < T_c$ можно объяснить следующей упрощенной схемой процесса [74].

В трубе движутся противотоком два вращающихся в одном направлении потока газа с разными законами распределения угловых скоростей и разной термодинамической температурой. Под термодинамической понимается действительная температура движущегося потока, т. е. температура, которую показал бы термометр, движущийся вместе с потоком.

Периферийный поток газа перемещается от соплового сечения *С-С* к горячему концу *Г-Г*, а центральный поток — в противоположном направлении, т. е. от горячего конца *Г-Г* к сопловому сечению *С-С*. Из-за торможения периферийного потока газа на пути от соплового сечения *С-С* до сечения *Г-Г* термодинамическая температура этого потока непрерывно растет, а его тангенциальная скорость снижается.

Центральный поток газа, движущийся противотоком к периферийному, формируется из частиц газа, переходящих из периферийного потока. Термодинамическая температура и угловая скорость центрального потока имеют наиболее высокие значения вблизи горячего конца трубы и наиболее низкие вблизи диафрагмы.

В процессе непосредственного взаимодействия центрального и периферийного потоков газа происходит выравнивание их термодинамических температур и угловых скоростей. При этом тепло и кинетическая энергия передаются от центрального потока периферийному. В результате температура торможения периферийного потока возрастает, а центрального снижается.

Идеализированная вихревая труба

Рассмотрим установку, расщепляющую, как и вихревая труба, газовый поток на два потока — холодный с температурой $T_x < T_c$ и горячий с температурой $T_г > T_c$, давление обоих потоков после установки, как и в вихревой трубе, ниже p_c, т. е. $p_x < p_c$ и $p_г < p_c$.

В этой установке в отличие от действительной вихревой трубы необратимые потери сведены к минимуму. Основные энергетические показатели такой установки могут рассматриваться как показатели идеализированной вихревой трубы.

На рис. 6.23 показаны схема такой установки и процесс ее работы в *T*, *s*-диаграмме. Установка состоит из компрессора *I* и детандера *II*, насаженных на общий вал. Подводимый к установке поток газа с параметрами p_c, T_c разделяется на две части. Одна часть с относительным расходом μ подводится к детандеру и расширяется в нем изэнтропно с давления p_c до давления p_x; температура газа при этом снижается с T_c до T_x.

Работа, полученная в детандере, целиком используется в компрессоре для изэнтропного сжатия другой части потока $(1-\mu)$ с p_c, T_c до $p_в$, $T_в$.

Поскольку в вихревой трубе давление горячего потока газа на выходе из трубы $p_г < p_c$, то в схеме, имитирующей вихревую трубу, установлен дроссель *III*, в котором давление горячего потока снижается с $p_в$ до $p_г$. Процесс дросселирования идеального газа протекает изотермически, поэтому $T_в = T_г$.

Дросселирование горячего газа представляет собой необратимую потерю, заложенную в рассматриваемой модели идеализированной вихревой трубы, поэтому ее КПД ниже единицы.

Кроме дросселирования в реальной вихревой трубе возникают и другие потери,

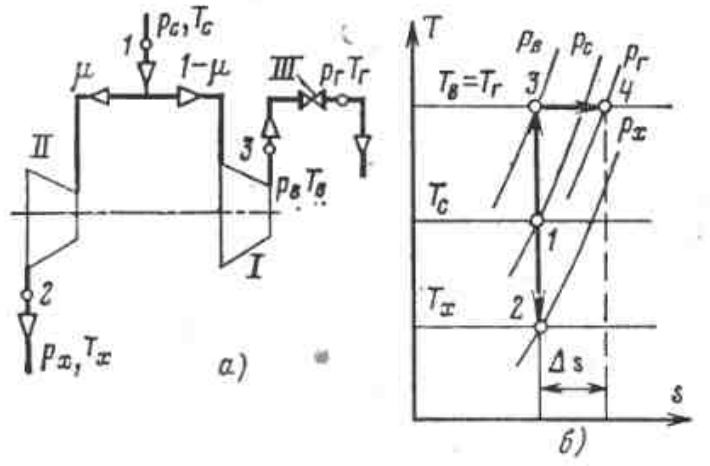


Рис. 6.23. Схема идеального расщепительного трансформатора тепла (*а*) и процесс его работы на *T*, *s*-диаграмме (*б*).

о которых сказано далее, существенно снижающие эффективность этих устройств.

Процесс работы рассматриваемой идеализированной установки описывается следующими уравнениями.

Уравнение энергетического баланса относится к идеализированным и реальным установкам независимо от их эффективности

$$i_c=\mu i_x+(1-\mu)i_r, \qquad (6.94а)$$

где i_c, i_x, i_r — удельные энтальпии подведенного (со средней температурой) холодного и горячего потоков; $\mu=G_x/G_c$ — массовая доля холодного потока газа; G_x — массовый расход холодного потока газа; G_c — массовый расход потока газа, подведенного к трубе.

При постоянной теплоемкости газа $c_p=$ $=$const уравнение (6.94а) может быть представлено в следующих модификациях:

$$T_c=\mu T_x+(1-\mu)T_r; \qquad (6.94б)$$

$$T_r=(T_c-\mu T_x)/(1-\mu); \qquad (6.94в)$$

$$\Delta T_r=\Delta T_x\mu/(1-\mu), \qquad (6.94г)$$

где $\Delta T_r=T_r-T_c$; $\Delta T_x=T_c-T_x$.

Как видно из уравнения (6.94г), при заданном значении μ ΔT_r прямо пропорциональна ΔT_x.

Чем эффективнее установка, тем при прочих равных условиях больше ΔT_x и ΔT_r.

В идеализированной установке ΔT_x и ΔT_r имеют максимальное значение. Однако для всех установок независимо от их эффективности

$$\Delta T_x/\Delta T_r=(1-\mu)/\mu. \qquad (6.94д)$$

Уравнение эксергетического баланса трубы имеет вид:

$$\mu e_2+(1-\mu)e_3=e_c. \qquad (6.95а)$$

Поскольку $e_x=e_2$, а $e_r=e_3-T_{o.c}\Delta s$, то

$$\mu e_x+(1-\mu)e_r=e_c-(1-\mu)T_{o.c}\Delta s, \qquad (6.95б)$$

где e_c, e_x, e_r — удельные эксергии подведенного, холодного и горячего потоков, определяемые по уравнению (1.10).

Величина $(1-\mu)T_{o.c}\Delta s$ представляет собой потерю эксергии из-за дросселирования горячего потока, отнесенную к единице массы подведенного потока. Это единственная потеря в идеализированной вихревой трубе. Размер этой потери сильно зависит от доли холодного потока μ. При $\mu=0$ потеря имеет максимальное значение, при $\mu=$ $=1$ она равна нулю.

Коэффициент полезного действия вихревой трубы

$$\eta_e=[\mu e_x+(1-\mu)e_r]/e_c. \qquad (6.96)$$

В данном случае для рассматриваемой идеализированной вихревой трубы

$$\eta'_{ид}=1-(1-\mu)\Delta s T_{o.c}/e_c. \qquad (6.97)$$

На рис. 6.24 штриховой линией показана зависимость КПД идеализированной вихревой трубы $\eta'_{ид}$ от доли холодного потока μ. Там же сплошной линией показан КПД действительной вихревой трубы.

Действительная вихревая труба

Работа действительной вихревой трубы представляет собой сложный газодинамический процесс, значительно отличающийся от идеализированного, изображенного на рис. 6.24.

В настоящее время отсутствуют достаточно точные методы аналитического описания и расчета действительного процесса. В упрощенном виде процесс работы действительной вихревой трубы, изображенной на рис. 6.22, показан в T, s-диаграмме на рис. 6.25.

К соплу *II* вихревой трубы подводится поток сжатого газа в состоянии *1* при давлении p_c и темпе-

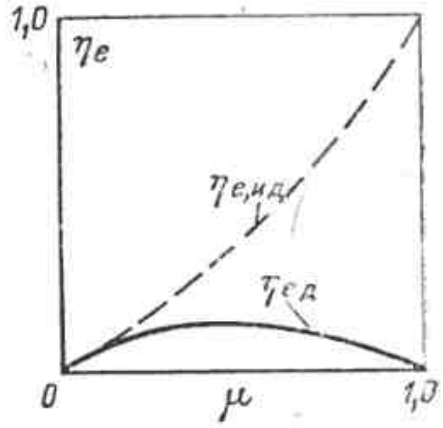


Рис. 6.24. Зависимость КПД вихревой трубы η_e от доли холодного воздуха μ.
$\eta_{e.ид}$ — КПД идеальной вихревой трубы; $\eta_{e.д}$ — КПД действительной вихревой трубы.

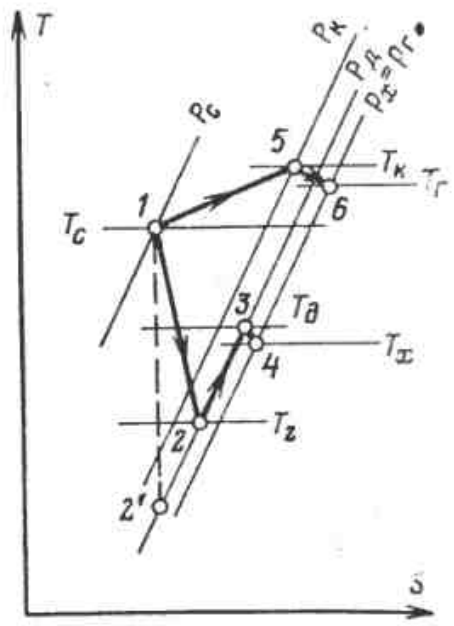


Рис. 6.25. Процесс работы вихревой трубы на T, s-диаграмме.

ратуре T_c. Из активной части трубы, ограниченной с одной стороны диафрагмой *III*, а с другой — кольцевой щелью *IV*, газ выводится в виде двух потоков: холодного при давлении $p_д$, равном давлению в диафрагме, и горячего при давлении $p_к$, равном давлению перед кольцевой щелью.

Основное отличие действительного процесса вихревой трубы от идеального заключается в следующем:

1. Процесс расширения холодного потока газа происходит не изэнтропно (кривая *1-2'*), а по необратимой политропе *1-2*.

2. В конце процесса расширения в трубе в точке *2* кинетическая энергия холодного потока не равна нулю. Холодный поток, выводимый из вихревой трубы через диафрагму, обладает кинетической энергией, связанной с вращательным и осевым движением в диафрагме.

В процессе дальнейшего преобразования кинетическая энергия переходит в тепло, отчего возрастает энтальпия i_x и температура T_x холодного потока ($T_x > T_2$).

3. Относительное снижение температуры холодного потока $\Delta T_x/T_c$ зависит от доли холодного потока μ, так как при постоянном сечении диафрагмы $f_д$ скорость газа в ее отверстии является функцией расхода.

4. Горячему потоку передается меньше энергии, чем в идеальной трубе, так как при одних и тех же значениях i_c, $П_{c.x}$ и μ в действительной трубе энтальпия холодного потока после трубы значительно больше, чем в идеальной.

Предлагаемый ниже метод расчета вихревой трубы базируется на следующих двух положениях, основанных на опытных данных.

1. В сопловом сечении *c-c* (рис. 6.22) радиальное распределение тангенциальных скоростей приближенно подчиняется закону квазитвердого вихря

$$w_т = \omega r, \qquad (6.98)$$

где $w_т$ — тангенциальная скорость любой точки потока; ω — угловая скорость, практически постоянная по сечению; r — радиус вращения потока.

2. Температура торможения холодного потока газа в диафрагме, К,

$$T_з = T_д = T_2 + \frac{\bar{w}^2_т + \bar{w}^2_0}{2c_p}, \qquad (6.99)$$

где $\bar{w}_т$ — средняя тангенциальная скорость потока в диафрагме, м/с; $\bar{w}_0$ — средняя осевая скорость потока в диафрагме, м/с; c_p — массовая теплоемкость газа, Дж/(кг·К).

В том случае, когда давления в диафрагме и на холодном конце трубы в сечении *x-x* за диафрагмой равны, т. е. $p_д = p_x$, температура холодного потока равна температуре торможения газа в диафрагме $T_x = T_д$.

В том случае, когда давление в диафрагме $p_д$ превышает давление на холодном конце трубы за диафрагмой p_x, т. е. при $p_д > p_x$, температура холодного потока отличается от температуры торможения газа в диафрагме на размер дроссель-эффекта

$$T_4 = T_x = T_д - (\partial T/\partial p)_i \Delta p_x, \qquad (6.100)$$

где $(\partial T/\partial p)_i$ — дифференциальный дроссель-эффект; $\Delta p_x = p_д - p_x$ — разность давлений в диафрагме и на холодном конце трубы после диафрагмы.

Состояние газа на горячем конце трубы перед кольцевой щелью показано на рис. 6.25 точкой *5*. Температура торможения газа равна $T_к$, а давление $p_к$. Температура газа на горячем конце трубы после кольцевой щели отличается от температуры торможения до этой щели на размер дроссель-эффекта

$$T_6 = T_г = T_к - (\partial T/\partial p)_i \Delta p_г, \qquad (6.101)$$

где $\Delta p_г = p_к - p_г$ — перепад давлений в кольцевой щели на горячем конце трубы.

Температура газа на горячем конце трубы после кольцевой щели

$T_г$ может быть определена по уравнению энергетического баланса (6.94а).

В большинстве случаев при низком давлении газа после вихревой трубы, когда $p_х \approx p_т \approx 0{,}1$ МПа, можно не учитывать дроссель-эффект на холодном и горячем концах вихревой трубы из-за его незначительности, т. е. принимать

$$T_х = T_д;\ T_г = T_к.$$

При работе вихревой трубы можно изменять значение μ путем регулирования ширины кольцевой щели с помощью вентиля.

6.13. ХАРАКТЕРИСТИКА ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

Работа вихревой трубы может проходить при двух принципиально различных режимах течения холодного потока в диафрагме: докритическом и критическом.

При докритическом режиме, когда осевая скорость потока в диафрагме меньше критической $\bar{w}_0 < a_{х*}$, давление в отверстии диафрагмы равно давлению на холодном конце трубы после диафрагмы $p_д = p_х$. На этом режиме труба, как правило, работает при относительно малых массовых расходах холодного потока.

При увеличении расхода холодного потока осевая скорость в диафрагме возрастает. При некотором расходе холодного потока эта скорость достигает критической скорости холодного потока $\bar{w}_0 = a_{х*}$. Этот режим является переходным от докритического к критическому. При дальнейшем увеличении массового расхода холодного потока труба переходит на критический режим.

При работе на критическом режиме осевая скорость холодного потока в диафрагме равна критической $\bar{w}_0 = a_{с*}$, а $p_д > p_х$.

Из уравнений расхода газа через сопло легко вывести выражение для определения критической доли массового расхода холодного потока μ_*, соответствующей переходу диафрагмы с докритического режима на критический.

Расход сжатого газа через сопла вихревой трубы при сверхкритической степени расширения в них равен:

$$G_с = k \Pi_* p_с f_с / a_{с*}. \qquad (6.102)$$

При переходном режиме в диафрагме устанавливается давление $p_х$, равное критическому давлению холодного потока, поскольку при этом режиме осевая скорость потока в диафрагме $\bar{w}_0 = a_{х*}$. Поэтому расход холодного потока через диафрагму при переходном режиме

$$G_{х*} = \mu_* G_с = k p_х f_д / a_{х*}, \qquad (6.103)$$

где k — показатель адиабаты.

Из совместного решения уравнений (6.102) и (6.103) следует:

$$\mu_* = \frac{a_{с*}}{a_{х*}} \frac{f_д}{f_с} \frac{\Pi_{с.х}}{\Pi_*}, \qquad (6.104)$$

где $a_{с*}$ и $a_{х*}$ — критические скорости сжатого и холодного потоков газа; $f_д$, $f_с$ — сечения диафрагмы и сопл вихревой трубы; $\Pi_{с.х} = p_х / p_с$; $p_с$, $p_х$ — давления соответственно сжатого потока перед трубой и холодного потока после диафрагмы; Π_* — критическое отношение давлений; k — показатель адиабаты.

Отношение критических скоростей можно выразить через отношение температур торможения

$$a_{с*} / a_{х*} = \sqrt{T_с / T_х}. \qquad (6.105)$$

При расчете режима работы вихревой трубы, как правило, известны: $a_{с*}$, $f_д$, $f_с$, $p_с$, $p_х$, Π_*. Критическая скорость холодного потока $a_{х*}$ обычно заранее не известна, так как она зависит от температуры холодного потока $T_х$, определение которой является задачей расчета.

Поэтому отношением $a_{с*}/a_{х*}$ вначале задаются, а потом уточняют его по найденному значению $T_х$. Для предварительных расчетов можно принимать $a_{с*}/a_{х*} = 1{,}02 \div 1{,}08$; в среднем 1,05.

При работе трубы на критическом режиме, т. е. при $\mu > \mu_*$, давление в диафрагме $p_д > p_х$.

Уравнение расхода холодного потока газа через диафрагму при критическом режиме течения

$$G_х = \mu G_с = k p_д f_д / a_х. \qquad (6.106)$$

Из совместного решения уравнений (6.103) и (6.106) выводится выражение для расчета давления в диафрагме при критическом режиме

$$p_д = p_х \mu / \mu_* \qquad (6.107а)$$

или

$$\frac{p_д}{p_с} = \Pi_{с.д} = p_х \mu / (p_с \mu_*) = \Pi_{с.х} \mu / \mu_*. \qquad (6.107б)$$

При $\mu < \mu_*$ $p_д = p_х$, $\bar{w}_0 < a_{х*}$; при $\mu = \mu_*$ $p_д = p_х$, $\bar{w}_0 = a_{х*}$; при $\mu > \mu_*$ $p_д > p_х$, $\bar{w}_0 = a_{х*}$.

Перейдем к выводу уравнения характеристики вихревой трубы. Под уравнением характеристики понимается аналитическая зависимость температур торможения потоков $T_х$ и $T_г$ от начальной температуры $T_с$, геометрических размеров аппарата и режима работы трубы, характеризуемого долей холодного потока μ и внешними давлениями газа $p_с$ и $p_х$.

Термодинамическая температура потока газа, имеющего начальные параметры $p_с$, $T_с$ в конце его расширения до давления $p_д$, определяется по формуле

$$T_2 = T_с - \varphi^2 \lambda^2 a^2_{с*} / (2c_p), \qquad (6.108а)$$

где φ — коэффициент скорости — величина, определяемая опытным путем и зависящая от конструкции трубы и качества ее изготовления. В большинстве случаев $\varphi = 0{,}75$; λ — приведенная адиабатная скорость потока при его расширении с давления $p_с$ до давления $p_д$.

По уравнению (6.2)

$$a_{с*} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_с}.$$

Газовая постоянная

$$R = c_p - c_v = (k-1) c_p / k.$$

Поэтому критическая скорость

$$a_{с*} = \sqrt{2 \frac{k-1}{k+1} c_p T_с}$$

или

$$a^2_{с*} / (2c_p) = (k-1) T_с / (k+1).$$

С учетом последнего выражения уравнение (6.108а) может быть представлено в следующей модификации:

$$T_2 = T_с \left[1 - \frac{k-1}{k+1} \varphi^2 \lambda^2 \right]. \qquad (6.108б)$$

Тангенциальная скорость любой точки вращающегося потока в сопловом сечении при распределении скоростей по закону квазитвердого вихря определяется по формуле

$$w_т = \lambda a_{с*} r / r_т, \qquad (6.109)$$

где $\lambda a_{с*}$ — тангенциальная скорость на периферии трубы радиусом $r_т$; r — текущий радиус вращения потока.

Средняя тангенциальная скорость этого потока по сечению диафрагмы

$$\bar{w}_т = \frac{1}{f_д} \int_0^{r_д} \lambda a_{с*} \frac{r}{r_т} 2\pi r \, dr =$$

$$= 0{,}667 \lambda a_{с*} \frac{r_д}{r_т} \qquad (6.110)$$

Средняя осевая скорость потока в сечении диафрагмы

$$\bar{w}_0 = \frac{\mu G_с v_д}{f_д} = \mu a_{с*} \frac{f_с}{f_д} \frac{\varepsilon_{с*}}{\varepsilon_{с.д}}, \qquad (6.111)$$

где $\varepsilon_{с*}$ — отношение плотности газа при его критической скорости к его плотности в заторможенном состоянии

$$\varepsilon_{с*} = [2/(k+1)]^{1/(k-1)}, \qquad (6.112)$$

$\varepsilon_{с.д}$ — относительная плотность газа в диафрагме, т. е. отношение плотности газа в диафрагме к плотности заторможенного потока перед соплом.

Значение $\varepsilon_{с.д}$ при любом режиме работы вихревой трубы можно определить по известному значению относительного давления $\Pi_{с.д}=p_д/p_с$.

Пренебрегая дроссель-эффектом вследствие его незначительности можно из совместного решения уравнений (6.99), (6.108), (6.110) и (6.111) вывести выражение для расчета температуры торможения холодного потока газа

$$T_х = T_с \left\{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\left[\varphi^2 - 0{,}445\frac{f_д}{f_т} - \frac{\mu^2}{q^2_{с.д}}\frac{f^2_с}{f^2_д}\right]\right\}, \qquad (6.113)$$

где $f_с$, $f_д$, $f_т$ — сечения соответственно сопл, диафрагмы, трубы; $q_{с.д}=\varepsilon_{с.д}\lambda/\varepsilon_{с*}$ — относительная осевая массовая скорость потока газа в диафрагме, т. е. отношение осевой массовой скорости адиабатно движущегося потока в диафрагме к массовой скорости потока в критическом сечении.

Значение функции $q_{с.д}$ при любом режиме трубы можно определить по известному значению относительного давления $\Pi_{с.д}=p_д/p_с$.

Абсолютное снижение температуры в холодном потоке

$$\Delta T_х = T_с - T_х = T_с\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\left[\varphi^2 - 0{,}445\frac{f_д}{f_т} - \frac{\mu^2}{q^2_{с.д}}\frac{f^2_с}{f^2_д}\right]. \qquad (6.114)$$

Относительное снижение температуры в холодном потоке

$$\frac{\Delta T_х}{T} = \frac{k-1}{k+1}\lambda^2\left[\varphi^2 - 0{,}445\frac{f_д}{f_т} - \frac{\mu^2}{q^2_{с.д}}\frac{f^2_с}{f^2_д}\right]. \qquad (6.115)$$

Из совместного решения уравнений (6.94) и (6.115) выводится также выражение для расчета относительного повышения температуры в горячем потоке

$$\frac{\Delta T_г}{T_с} = \frac{\mu}{1-\mu}\frac{k-1}{k+1}\lambda^2\left[\varphi^2 - 0{,}445\frac{f_д}{f_т} - \frac{\mu^2}{q^2_{с.д}}\frac{f^2_с}{f^2_д}\right]. \qquad (6.116)$$

Из анализа уравнений (6.115) и (6.116) следует:

а) абсолютное снижение температуры холодного потока, как и абсолютное повышение температуры горячего, прямо пропорционально температуре торможения сжатого газа перед вихревой трубой.

Относительное снижение температуры в холодном потоке, а также относительное повышение в горячем не зависит от температуры торможения сжатого газа перед вихревой трубой;

б) характеристика вихревой трубы не зависит от ее абсолютных геометрических размеров, а определяется только отношением основных сечений трубы $f_д/f_т$ и $f_с/f_д$.

Вихревые трубы, имеющие одинаковое отношение основных сечений $f_д/f_т$ и $f_с/f_д$, подобны, т. е. имеют одинаковые характеристики;

в) характеристика вихревой трубы улучшается, т. е. относительное понижение температуры в холодном потоке и относительное повышение в горячем возрастают при снижении отношений $f_д/f_т$ и $f_с/f_д$;

г) при увеличении массовой доли холодного потока газа относительное снижение температуры холодного потока $\Delta T_х/T_с$ монотонно уменьшается с $(\Delta T_х/T_с)_{макс}$ при $\mu=0$ до $\Delta T_х/T_с=0$ при некотором значении μ_0.

На основе уравнения (6.115) выводится выражение для расчета μ_0, соответствующей $\Delta T_х/T_с=0$:

$$\mu_0 = \frac{q_{с.д}f_д}{f_с}\sqrt{\varphi^2 - 0{,}445 f_д/f_т} \leqslant 1. \qquad (6.117)$$

Так как при критическом режиме течения в диафрагме $q_{с.д}=f(\mu)$, определение μ_0 по формуле (6.117) производится методом постепенного приближения.

Как видно из уравнения (6.113), температура холодного потока на выходе из действительной вихревой трубы $T_х$ зависит от доли холодного потока μ и повышается с ростом μ.

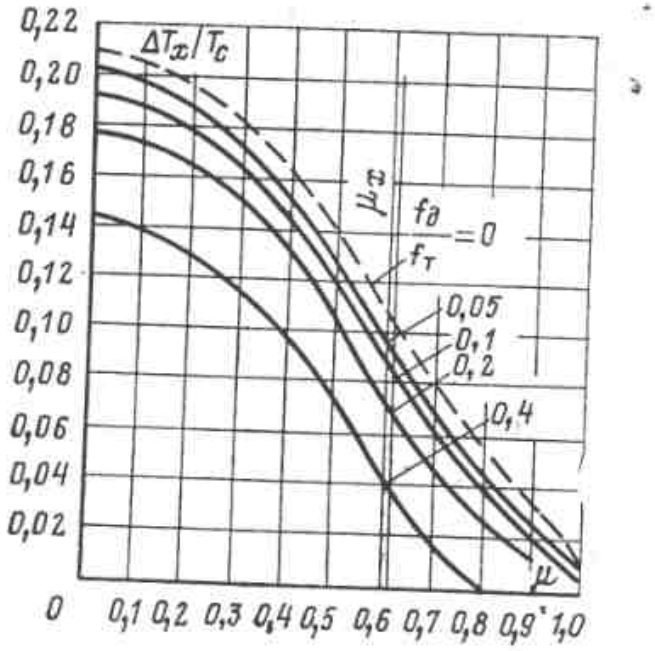


Рис. 6.26. Характеристика вихревой трубы при различных значениях отношения сечений диафрагмы и трубы $f_д/f_т$.

Этим действительная вихревая труба отличается от идеальной, где T_x не зависит от μ. Повышение T_x с ростом μ, связанное с увеличением кинетической энергии в холодном потоке в диафрагме, приводит к уменьшению ΔT_x и $\Delta T_г$, к снижению e_x и $e_г$ и в конечном счете к снижению КПД $\eta_д$ вихревой трубы. Поэтому при повышенных значениях μ КПД действительной вихревой трубы $\eta_д$ снижается с ростом μ.

Зависимости $\eta_д=f(\mu)$ показаны на рис. 6.24 сплошной линией.

На рис. 6.26 в координатах $\Delta T_x/T_c=f(\mu)$ для различных отношений сечений $f_д/f_т$ нанесено семейство характеристик вихревой трубы, работающей на воздухе ($k=1{,}4$), при $\Pi_{c.x}=p_x/p_c=0{,}2$ и $f_c/f_д=0{,}65$. Характеристики построены по уравнению (6.115).

Согласно уравнению (6.104) критическая доля холодного потока для всех нанесенных характеристик одна и та же: $\mu_*=0{,}61$.

Как видно из приведенных данных, при снижении отношения $f_д/f_т$ характеристика вихревой трубы как холодильной машины непрерывно улучшается, так как при одних и тех же значениях μ отношение $\Delta T_x/T_c$ возрастает. Поэтому при конструировании вихревых труб следует, как правило, выбирать минимальное значение отношения сечений $f_д/f_т$, при котором обеспечивается получение квазитвердого вихря в сопловом сечении, т. е. при котором еще проявляется вихревой эффект.

Минимальное значение $f_д/f_т$ может быть установлено в настоящее время только экспериментальным путем.

На рис. 6.27 для различных отношений сечений $f_c/f_д$ нанесено семейство характеристик $\Delta T_x/T_c=f(\mu)$ вихревой трубы, работающей на воздухе ($k=1{,}4$) при $\Pi_{c.x}=p_x/p_c=0{,}2$ и $f_д/f_т=0{,}2$. Характеристики построены по уравнению (6.115).

Критическая доля холодного потока составляет: при $f_c/f_д=0{,}65$ $\mu_*=0{,}61$; при $f_c/f_д=0{,}45$ $\mu_*=0{,}89$; при $f_c/f_д=0{,}25$ при всех значениях μ диафрагма работает только на докритическом режиме.

Как видно из приведенных данных, при снижении отношения $f_c/f_д$ характеристика вихревой трубы непрерывно улучшается, так как при одних и тех же значениях μ увеличивается значение $\Delta T_x/T_c$.

На рис. 6.28 для различных значений $\Pi_{c.x}$ нанесено семейство характеристик $\Delta T_x/T_c=f(\mu)$ вихревой

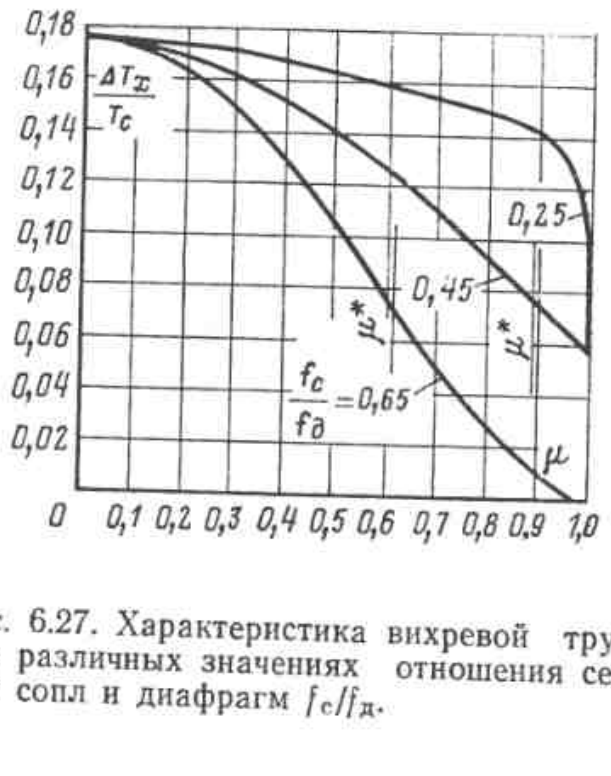


Рис. 6.27. Характеристика вихревой трубы при различных значениях отношения сечений сопл и диафрагм $f_c/f_д$.

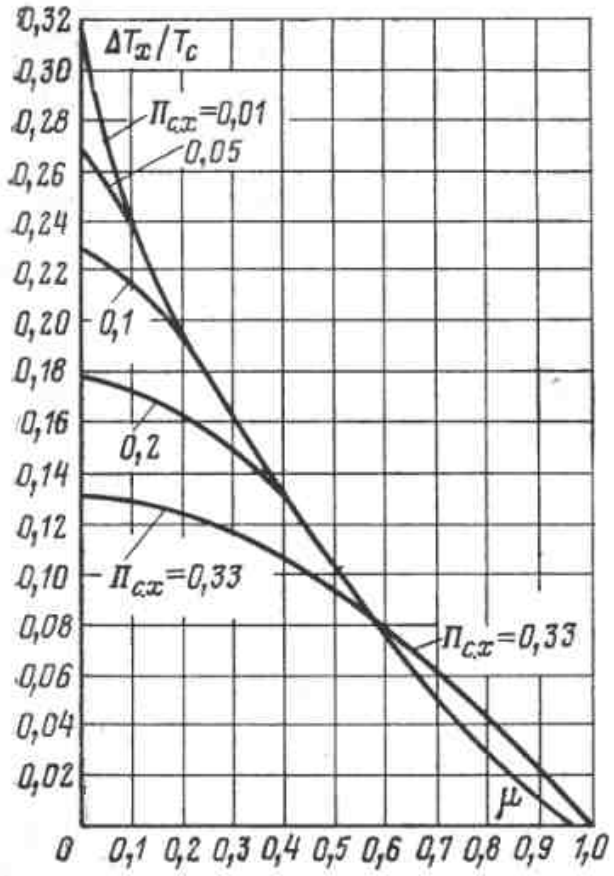


Рис. 6.28. Характеристика вихревой трубы при различных значениях относительного давления газа на холодном конце трубы $\Pi_{c.x}$.

трубы с геометрическими параметрами $f_д/f_т$=0,2 и $f_c/f_д$=0,65, работающей на воздухе (k=1,4). Характеристики построены по уравнению (6.115).

Как видно из приведенных данных, повышение давления воздуха p_c перед трубой при постоянном давлении холодного потока p_x==const или, что то же, снижение относительного давления в трубе $\Pi_{c.x}$ приводит к увеличению отношения $\Delta T_x/T_c$ только при относительно малых значениях доли холодного потока μ. По мере снижения относительного давления $\Pi_{c.x}$ сужается диапазон значений μ, в котором получается прирост значения $\Delta T_x/T_c$. Так, при переходе от $\Pi_{c.x}$=0,33 к $\Pi_{c.x}$=0,2, т. е. при повышении начального давления газа p_c с 0,3 до 0,5 МПа, при p_x=0,1 МПа эффект относительного снижения температуры холодного потока $\Delta T_x/T_c$ проявляется в диапазоне значений μ=0÷0,6. Дальнейшее снижение $\Pi_{c.x}$ с 0,2 до 0,1, т. е. повышение начального давления газа с 0,5 до 1,0 МПа дает эффект по $\Delta T_x/T_c$ только в диапазоне значений μ=0÷0,4.

Дальнейшее снижение $\Pi_{c.x}$ с 0,1 до 0,05, т. е. повышение начального давления газа с 1 до 2 МПа, вызывает повышение $\Delta T_x/T_c$ только в диапазоне значений μ=0÷0,2.

В области повышенных значений μ снижение относительного давления $\Pi_{c.x}$ не приводит к увеличению отношения $\Delta T_x/T_c$. Поэтому энергетически вихревые трубы наиболее целесообразно использовать при сравнительно высоких значениях относительного давления, т. е. невысоком давлении газа перед трубой.

Повышение начального давления газа перед трубой связано с увеличением расхода энергии на его сжатие, в то время как дополнительный эффект охлаждения, получаемый от использования газа более высокого давления, незначителен.

На рис. 6.29 показан характер зависимости $\Delta T_г/T_c=f(\mu)$ и $\Delta T_x/T_c=f(\mu)$ для вихревой трубы с геометрическими размерами $d_т$==100 мм, $d_д$=44,5 мм, f_c=14××36,5 мм при p_c=0,5 МПа, T_c=

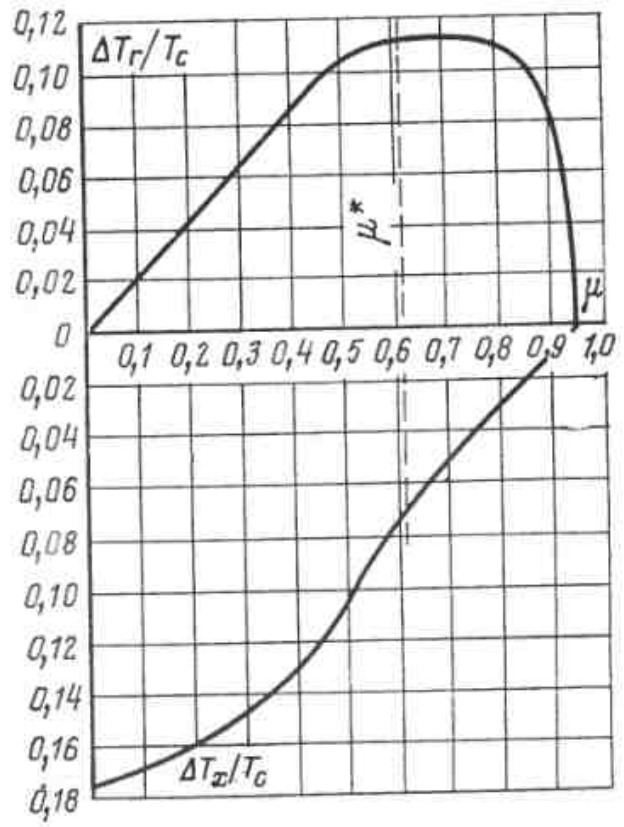


Рис. 6.29. Расчетная характеристика вихревой трубы.

$=300$ К и $p_x=0{,}1$ МПа, $f_д/f_т=0{,}2$, $f_c/f_д=0{,}65$, $П_{с.х}=0{,}2$, $k=1{,}4$.

Характеристика рассчитана по вышеизложенной методике.

6.14. ОПТИМАЛЬНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

При заданных геометрических размерах вихревой трубы и заданных параметрах воздуха перед трубой p_c, T_c оптимальная доля холодного потока воздуха $\mu_{опт}$ зависит от назначения установки. В том случае, когда основное требование к режиму работы установки состоит в получении максимального количества холода, а температурный уровень вырабатываемого холода не имеет существенного значения, оптимальная доля холодного потока выбирается из условия $q_x=\max$, где q_x — удельная холодопроизводительность, отнесенная к единице массового расхода воздуха, подведенного к установке.

Удельная холодопроизводительность

$$q_x=\mu c_p(T_c-T_x)=\mu c_p T_c \Delta T_x/T_c. \qquad (6.118)$$

Из условия $dq_x/d\mu=0$ с учетом уравнения (6.114) находится оптимальная доля холодного потока при $q_x=\max$

$$(\mu_{опт})_{q_x}=0{,}575\,\frac{q_{сд}}{f_c/f_д}\sqrt{\varphi^2-0{,}445 f_д/f_т}. \qquad (6.119)$$

Поскольку в вихревой трубе всегда $q_x=q_г$, значение $(\mu_{опт})_{q_x}$, найденное по уравнению (6.119), соответствует не только максимальной удельной холодопроизводительности q_x, но и максимальной удельной теплопроизводительности $q_г$ вихревой трубы. При этом режиме

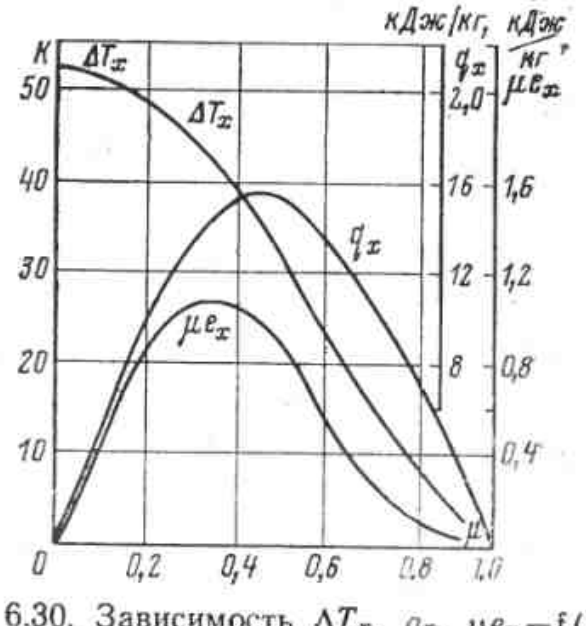


Рис. 6.30. Зависимость ΔT_x, q_x, $\mu e_x=f(\mu)$. $q_x=\mu c_p \Delta T_x$; $\mu e_x=q_x \tau_{e,x}$.

$\mu c_p(T_c-T_x)=(1-\mu)c_p(T_г-T_c)$ имеет максимальное значение.

Однако при этом режиме КПД вихревой трубы может быть ниже оптимального.

В том случае, когда имеют существенное значение не только количество вырабатываемого холода и тепла, но и температурные уровни этих потоков, выбор оптимальной доли холодного потока μ должен производиться из условия получения максимального КПД вихревой трубы по уравнению (6.96).

Эта задача решается путем определения для разных значений μ величин

$$\left.\begin{aligned}\mu e_x&=c_p\mu(T_c-T_x)\tau_{e.x};\\ (1-\mu)e_г&=c_p(1-\mu)(T_г-T_c)\tau_{e.г}\end{aligned}\right\} \qquad (6.120)$$

и выбора значения $\mu_{опт}$, соответствующей условию $\eta_e=\max$.

На рис. 6.30 показана примерная зависимость основных показателей вихревой трубы от доли холодного потока.

Глава седьмая

Газожидкостные компрессионные трансформаторы тепла

7.1. ОСОБЕННОСТИ ГАЗОЖИДКОСТНЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Процессы в криорефрижераторах и некоторых низкотемпературных холодильных установках, работающих в существенно большем интервале температур, чем холодильные установки с T_0=200÷215 К, связаны с изменением состояния рабочего тела, охватывающим не только области жидкости и пара, но и газа (а иногда в криогенных системах и область твердое тело — пар). Чтобы в этих условиях сохранить отношение давлений в технически приемлемых границах, необходимо использовать либо каскад, либо регенерацию. На практике в газожидкостных установках всегда используется регенерация, преимущества которой здесь могут быть реализованы в полной мере; иногда регенерация сочетается с каскадом. Такие трансформаторы тепла большей частью применяются для отвода тепла при криотемпературах и в этом случае относятся к криорефрижераторам (входят в класс R).

Особенности газожидкостных трансформаторов тепла, определяемые описанным диапазоном изменения состояния рабочего тела и широким использованием регенерации тепла, следующие:

1. Процесс регенерации тепла, проводимый в большом интервале температур, оказывает существенное влияние на работу всех элементов установки, поэтому его оптимизации уделяется особое внимание.

2. По сравнению с парожидкостными установками, работающими при значительно более высоких температурах T_0, в газожидкостных выбор рабочих тел, как видно из данных табл. 1.2 и 1.5, весьма ограничен. Кроме того, существуют температурные зоны, в которых ни один криоагент не может существовать в виде жидкости; поэтому реализация газожидкостной установки с температурой испарения T_0, расположенной в этих зонах, невозможна. Первая из них лежит между примерно 50 К (точка затвердевания смеси O_2 и N_2) и 44,4 К (критической температурой Ne) и вторая — между тройной точкой водорода (13,9 К) и критической температурой гелия (5,2 К).

3. В отличие от парожидкостных трансформаторов тепла, где давление p_m прямого потока определяется температурой конденсации при $T_в$, т. е. всегда для данного хладоагента жестко фиксировано, в газожидкостных установках оно может иметь самые различные значения, в том числе и сверхкритические. Это давление определяется только требованиями, связанными с оптимизацией системы *.

Структура газожидкостных криорефрижераторов, как и газовых компрессионных трансформаторов тепла (см. гл. 9), независимо от видовых особенностей может быть представлена единой структурной схемой (рис. 7.1), содержащей ступени одинакового назначения [11, 12].

Верхняя ступень, расположенная над уровнем $T_{о.с}$, предназначена для подготовки рабочего тела (ступень подготовки рабочего тела — *СПТ*). Ее назначение — обеспечить

* Давление p_n обратного потока, как и в парожидкостных установках, определяется температурой кипения в испарителе.

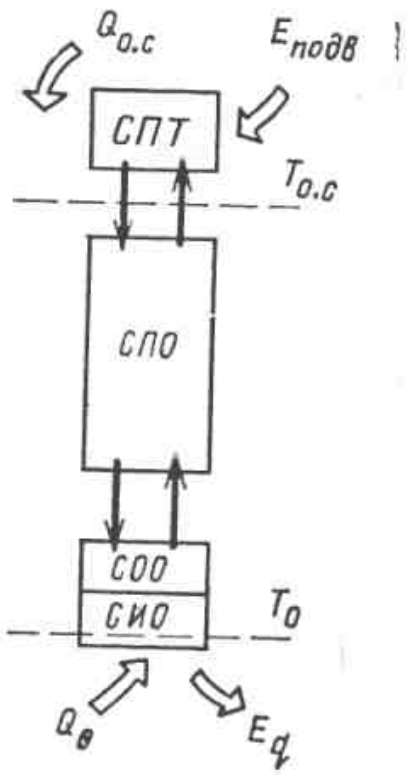


Рис. 7.1. Структурная схема рефрижератора.

повышение эксергии рабочего тела, необходимое для функционирования установки в целом. Это достигается уменьшением энтропии рабочего тела путем повышения давления с p_n до p_m (в термомеханических системах) с отводом соответствующего количества тепла $Q_{о.с}$ в окружающую среду *. Действие *СПТ* обеспечивается подводом эксергии того или иного вида (в термомеханических системах чаще всего используется механическая работа, реже — тепло). На обобщенной диаграмме (см. рис. 0.2) процессам в *СПТ* соответствует участок цикла *1-2*. Ступень, расположенная ниже $T_{о.с}$, непосредственно за *СПТ*, предназначена для предварительного охлаждения рабочего тела (отсюда *СПО* — ступень предварительного охлаждения) в основном путем регенерации тепла. Как уже указывалось в гл. 1, необходимость в этой ступени связана с невозможностью (или невыгодностью) проведения процесса внутреннего охлаждения непосредственно с уровня окружающей среды при большой разнице между $T_{о.с}$ и T_0.

В ступени окончательного охлаждения *СОО* происходит процесс внутреннего охлаждения, обеспечивающий получение наиболее низкой температуры в системе. Наконец, необходима ступень, в которой использовался бы полученный эффект охлаждения *СИО*. Назначение этой ступени — отнимать от объекта тепло Q_0 (при этом объекту необходимо отдавать соответствующую эксергию тепла E_q). Энтропия рабочего тепла соответственно возрастает.

На обобщенной T, s-диаграмме рис. 0.2 процессы в *СПО*, *СОО* и *СИО* не разграничены и совместно отражены участком кривой *2-3-4-1* от точки *2* до точки *1*. Часть системы, включающая все ступени, расположенные ниже $T_{о.с}$, называется криоблоком.

Нетрудно видеть, что описанные в гл. 2 парожидкостные компрессионные установки также укладываются в структурную схему рис. 7.1; однако в них нет столь четкого разграничения *СПТ*, *СИО* и *СОО*, так как интервал рабочих температур $T_{о.с}—T_0$ относительно невелик. Поэтому *СИО* большей частью отсутствует, а рабочее тело поступает из *СПТ* непосредственно в *СОО* при $T<T_{о.с}$. Таким образом, четкая граница между *СПТ* и другими ступенями, проходящая по $T_{о.с}$, отсутствует. То же относится и к абсорбционным и струйным трансформаторам тепла, описанным в гл. 5 и 6.

Газожидкостные криорефрижераторы подразделяются на два вида в зависимости от способа внутреннего охлаждения, применяемого в *СОО*.

В первом из них окончательное охлаждение осуществляется, как и в парожидкостных установках, посредством дросселирования, заканчивающегося в области влажного

* В системах, основанных на использовании магнитокалорического или электрокалорического эффекта, сжатию соответствует увеличение напряженности магнитного или электрического поля, приводящее соответственно к намагничиванию ферромагнетика или электризации сегнетоэлектрика (см. гл. 10).

пара. Ко второму виду относятся криорефрижераторы, в которых окончательное охлаждение происходит в расширительной машине (детандере); как и при дросселировании, процесс заканчивается в двухфазной области.

Детандер, работающий в области влажного пара, не нашел применения в холодильных парокомпрессионных установках (об этом уже было сказано в гл. 2); он везде заменен дросселем. В криогенных установках, работающих при T_0 от 20 К и ниже, напротив, во многих случаях стремятся заменить дроссель детандером, так как у криоагентов плотность и сжимаемость жидкости и равновесного ей пара отличаются относительно мало (у хладоагентов эта разница больше). Кроме того, разница в эффективности дросселя и детандера в холодильных установках значительно меньше, чем в криогенных *. Поэтому расширительные машины в криогенной области имеют относительно более выгодные характеристики.

7.2. КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ С ДРОССЕЛЬНОЙ *СОО*

Впервые такая газожидкостная система охлаждения, основанная на дросселировании, была разработана К. Линде ** в 1895 г. Поэтому соответствующий рефрижераторный цикл, основанный на сочетании дросселирования с регенеративным теплообменом, часто называют циклом Линде.

Рассмотрим предварительно некоторые характеристики процесса дросселирования, необходимые для анализа рефрижератора, работающего по циклу Линде.

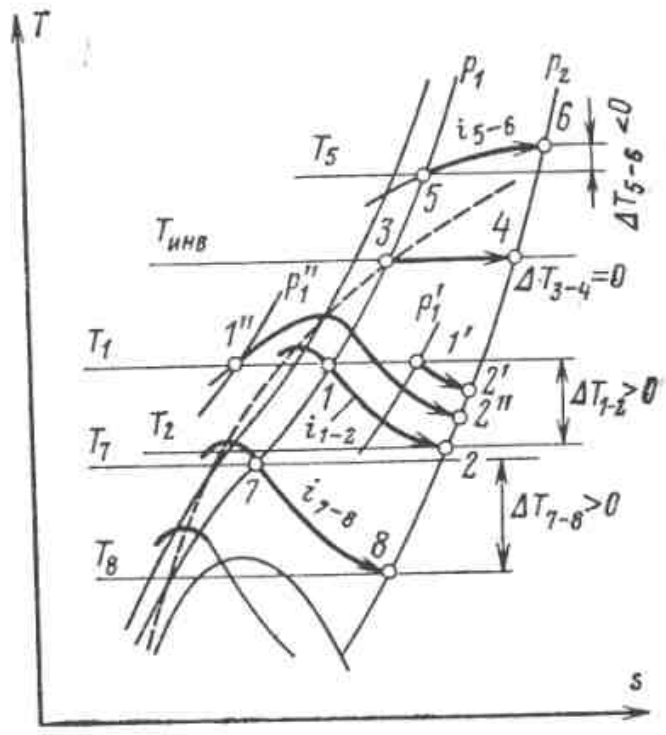


Рис. 7.2. Изменение эффекта дросселирования в зависимости от температуры и давления.

Как известно, эффект дросселирования реального газа характеризуется дифференциальным эффектом Джоуля—Томсона $\alpha_i=(\partial T/\partial p)_i$. Индекс i указывает на постоянство энтальпии при дросселировании. В зависимости от природы газа и параметров проведения процесса температура может понижаться ($\partial T<0$), повышаться ($\partial T>0$) или оставаться неизменной ($\partial T=0$). Так как величина ∂p всегда отрицательная, то в первом случае $\alpha_i>0$ (положительный дроссель-эффект), во втором $\alpha_i<0$ (отрицательный дроссель-эффект) и в третьем $\alpha_i=0$. Рассмотрим на T,s-диаграмме реального газа изменение $(\partial T/\partial p)_i$ при различных условиях (рис. 7.2). При дросселировании газа от начального давления p_1 и температуры T_1 (точка *1*) до давления p_2 конечное состояние будет изображаться точкой *2*, лежащей на пересечении изобары p_2 с линией постоянной энтальпии $i_1=i_2$. Точка *2* находится на более низкой изотерме T_2 и $\Delta T<0$ (газ охлаждается). Такое же охлаждение будет наблюдаться и во всех тех случаях, когда при $i=\text{const}$ с понижением давлений снижается температура (например, процесс *7-8*).

---

* Подробнее об этом см. в § 7.2.

** К. Линде (1842—1934 гг.) — немецкий ученый и инженер, один из основоположников холодильной и криогенной техники. Профессор высшей технической школы в Мюнхене с 1868 по 1910 г. Аналогичная система была предложена Р. Хэмпсоном в 1895 г., но на три месяца позже.

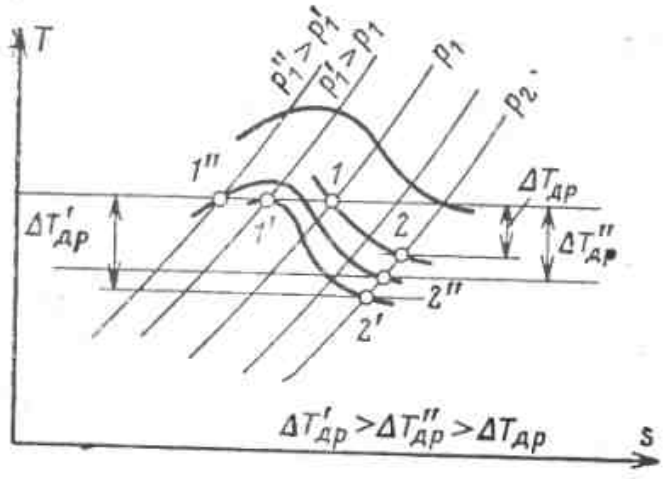


Рис. 7.3. Температурный эффект дросселирования $\Delta T_{др}$ при одной и той же начальной температуре и трех начальных давлениях $p''_1>p'_1>p_1$ при $p''_1>p_{инв}$.

Как видно из диаграммы, линии постоянной энтальпии имеют максимум, который по мере повышения температур передвигается в сторону меньших давлений, становится менее выраженным и, наконец, при температуре $T_{инв}$ ($\Delta T_{3\text{-}4}=0$) исчезает. Линия, соединяющая эти точки максимума (инверсионная кривая), показанная на рис. 7.2 штриховой линией, разделяет диаграмму на две области. Вправо от инверсионной кривой дросселирование (как было показано выше) приводит к охлаждению газа; в области, расположенной левее кривой инверсии, где кривые i=const понижаются в сторону более высоких давлений,— к нагреванию. Например, при дросселировании от начального давления p_1 и температуры в начале процесса T_5 газ будет нагреваться ($\Delta T_{5\text{-}6}>0$) (дроссель-эффект отрицателен).

У водорода и гелия инверсионная кривая проходит значительно ниже температуры окружающей среды $T_{о.с}$. Поэтому дросселирование водорода и гелия при температурах выше 170—180 К (H_2) и 40 К (He^4) приводит к нагреванию газа и не может быть использовано для понижения температуры.

Однако во всех случаях наибольшая величина α_i для каждого криоагента существует в области влажного пара и близко к критической температуре.

При $\alpha_i>0$ и данном конечном давлении охлаждение тем больше, чем выше начальное давление; максимальное значение ΔT достигается при дросселировании от начального давления, лежащего на кривой инверсии. Для воздуха при $T_{о.с}$ это давление составляет около 42 МПа. Дальнейшее повышение давления приводит к понижению охлаждающего эффекта. Это видно из сравнения трех процессов дросселирования при разных давлениях и одной и той же начальной температуре $T_{о.с}$, показанных на рис. 7.3 (*1-2*, *1'-2'* и *1''-2''*).

Схема цикла Линде и его изображение на T, s-диаграмме показаны на рис. 7.4. Газ при температуре, близкой к $T_{о.с}$, и низком давлении p_n поступает в компрессор *I*, где его давление повышается до

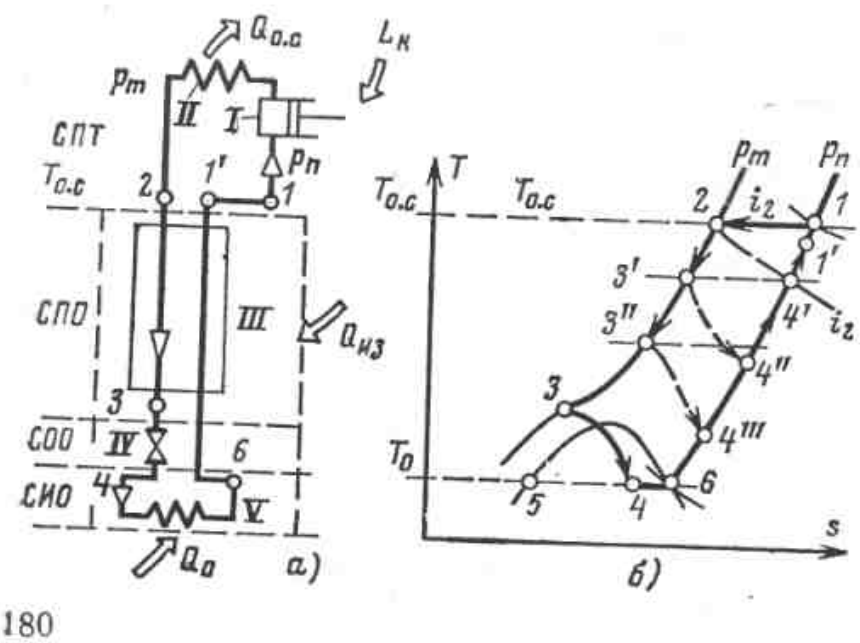


Рис. 7.4. Схема цикла R Линде (*а*) и изображение его на T, s-диаграмме (*б*).

$p_m \gg p_n$, и охлаждается в холодильнике *II* до первоначальной температуры. При этом в окружающую среду отводится тепло $Q_{о.с}$. На T, s-диаграмме процесс *1-2* сжатия и охлаждения газа показан условно как изотермический.

Далее через регенеративный теплообменник *III** газ подается к дроссельному вентилю *IV*.

В первый момент пуска сжатый газ дросселируется в вентиле *IV* до p_n и его температура снижается до T'_4 (поскольку $\alpha_i > 0$). Охлажденный газ через испаритель *V* (тепло к которому еще не подводится) поступает в регенеративный теплообменник, в котором нагревается, охлаждая следующую порцию газа до температуры T'_3, близкой к T'_4. Газ с этой температурой также используют для охлаждения сжатого газа перед дросселем до T''_3; тогда после дросселирования достигается еще более низкая температура T'''_4 и т. д. Через некоторое время газ охладится настолько, что дросселирование будет заканчиваться в области влажного пара при T_0, после чего подключается тепловая нагрузка Q_0. В конце пускового периода установится равновесие и количество тепла Q_0, подводимое в процессе *4-6*, будет соответствовать холодопроизводительности рефрижератора.

Чтобы определить эту величину, составим энергетический баланс криорефрижератора Линде. В отличие от холодильных установок, для которых в баланс включается вся установка, при расчете и анализе криогенных установок целесообразно рассматривать криоблок без СПТ, проводя границу системы по $T_{о.с}$.

Тогда на единицу расхода газа баланс будет иметь вид:

$$i_2 + q_0 + q_{из} = i'_1 \qquad (7.1)$$

или

$$i'_1 - i_2 = q_0 + q_{из}.$$

Заменим энтальпию i'_1 газа, выходящего из теплообменника, равной ей величиной $i_1 - \Delta i_н$, где i_1 — энтальпия газа при давлении p_n и температуре T_2, т. е. энтальпия газа в том случае, если бы теплообменник *III* был идеальным. Величина $\Delta i_н$ называется недорекуперацией. Ее введение связано с тем, что обратный поток n в реальном теплообменнике никогда не нагревается до той же температуры, при которой входит прямой поток m. Неизбежно существует некоторая разность температур $\Delta T_н = T_2 - T'_1$ (разность температур недорекуперации), вследствие которой обратный поток выходит из теплообменника более холодным, чем он был бы при идеальном теплообмене, когда $T'_1 \to T_2 = T_1$.

Отсюда

$$i_1 - i_2 - \Delta i_н = q_0 + q_{из}. \qquad (7.2)$$

Уравнение (7.2) показывает, что общая холодопроизводительность установки $q_0 + q_{из}$ (сумма полезной холодопроизводительности q_0 и потерь холода через изоляцию $q_{из}$) равна $i_1 - i_2$ за вычетом потери от недорекуперации.

Величина $i_1 - i_2$ представляет собой разность энтальпий газа при давлениях p_m и p_n и одной и той же температуре $T_{о.с}$. Она называется изотермическим дроссель-эффектом и обозначается как Δi_T. Эта величина характеризует дроссель-эффект в тепловых единицах и изменяется по тем же закономерностям, что и α_i.

В технике низких температур изотермический дроссель-эффект служит важной расчетной величиной.

Рассмотрим физический смысл Δi_T.

На рис. 7.5 схематически показана термодинамическая система, в которой происходит расширение реального газа от давления p_m до

* Термин «регенеративный» связан с регенерацией тепла и не имеет отношения к виду телообменного аппарата (регенератор или рекуператор); с термодинамических позиций это не имеет значения.

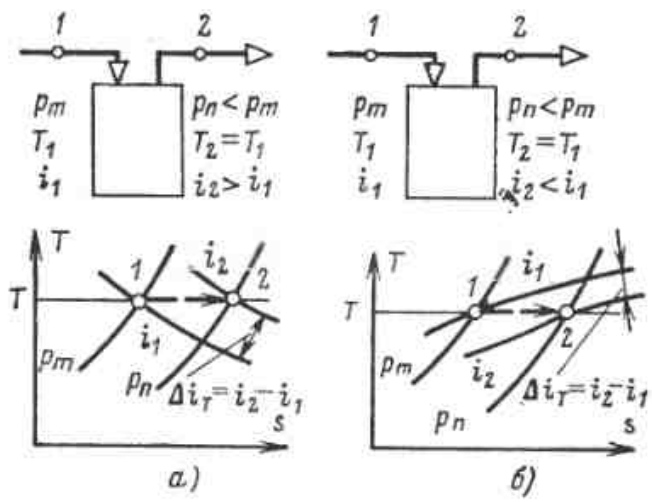


Рис. 7.5. Энергетический баланс системы дросселирования реального газа.

а — положительный дроссель-эффект, $\Delta i_T > 0$; *б* — отрицательный дроссель-эффект, $\Delta i_T < 0$.

давления p_n; процесс построен таким образом, чтобы температуры входящего и выходящего потоков газа были одинаковы ($T_2 = T_1$). Процесс нанесен условно на T, s-диаграмму штриховой линией *1-2*, поскольку промежуточные состояния не фиксированы. Если $i_2 > i_1$ (рис. 7.5,*а*), то изотермический дроссель-эффект положителен и $\Delta i_T > 0$; если $i_2 < i_1$, то $\Delta i_T < 0$ (рис. 7.5,*б*).

В первом случае удельное количество энергии, которое выносит из системы поток рабочего тела, больше, чем то, которое он вносит, так как $i_2 > i_1$. Для того чтобы процесс мог проходить стационарно, необходимо постоянно подводить тепло в систему, отбирая его у какого-либо источника. Это количество тепла q, определяющее холодопроизводительность процесса, как следует из энергетического баланса, равно $i_2 - i_1 = \Delta i_T$ — изотермическому дроссель-эффекту.

Во втором случае, напротив, количество вносимой потоком рабочего тела энергии больше, чем выносимое, на $i_1 - i_2$, а $\Delta i_T < 0$. Поэтому процесс не может использоваться как холодильный. Более того, для поддержания стационарного режима необходимо отводить из системы тепло q.

Таким образом, изотермический дроссель-эффект Δi_T измеряется количеством тепла, которое надо в процессе дросселирования отвести от рабочего тела или подвести к нему, чтобы температура в конце процесса оставалась равной начальной.

Равенство $q = \Delta i_T = i_2 - i_1$ остается справедливым независимо от того, как и на каком температурном уровне происходит в системе дросселирование. Количество тепла q всегда определяется только разностью энтальпий в точках *1* и *2*, равной Δi_T, и не зависит от внутренних параметров процесса.

Используя Δi_T, получаем энергетический баланс рефрижератора Линде в виде

$$\Delta i_T - \Delta i_н - q_{из} = q_0, \qquad (7.3а)$$

а для G единиц циркулирующего рабочего тела

$$G\Delta i_T - G\Delta i_н - Q_{из} = Q_0. \qquad (7.3б)$$

Из уравнения (7.3а) следует, что чем больше Δi_T, тем выше удельная холодопроизводительность. Поэтому давление p_m начала дросселирования в процессе Линде не должно превышать $p_{инв}$ при $T_{о.с}$.

Рассмотрим факторы, определяющие эффективность рефрижератора Линде. Прежде всего составим эксергетический баланс системы и найдем выражение, определяющее ее эксергетический КПД η_e.

Для того же контура на рис. 7.4, который рассматривался при составлении энергетического баланса,

$$e_2 - e'_1 = q_e + e_{q,из} + \Sigma d_i \qquad (7.4)$$

или при замене e'_1 на $e_1 + \Delta e^*_н$

$$e_2 - e_1 = q_e + e_{q,из} + \Delta e_н + \Sigma d_i, \qquad (7.5)$$

где $e_2 - e_1$ — разность эксергий рабочего тела при давлениях p_m и p_n и температуре $T_{о.с}$; q_e — эксергетическая холодопроизводительность при неизменной T_0, $q_e = q_0 \tau_{e,0}$; $e_{q,из}$ — потери эксергии через тепловую изоляцию; $\Delta e_н = \Delta e^*_{1'-1}$ — потери эк-

* Эксергия в точке *1'* больше, чем в точке *1*, в то время как энтальпия в точке *1'* меньше, чем в точке *1*. Поэтому в уравнении (7.2) фигурирует $\Delta i_{1-1'} = \Delta i'_н$, а в (7.5) $\Delta e_н = \Delta e_{1'-1}$.

сергии от недорекуперации; Σd_i — потери эксергии от необратимости внутренних процессов в криоблоке.

Для G циркулирующего криоагента уравнение (7.5) примет вид:

$$G(e_2-e_1)=Q_e+E_{q,\text{из}}+G\Delta e_\text{н}+\Sigma D_i. \tag{7.6}$$

Эксергетический КПД $\eta_{e,\text{R}}$ криоблока определится как отношение полученной эксергетической холодопроизводительности к затрате эксергии

$$\eta_{e,\text{R}}=\frac{q_e}{e_2-e_1}=\frac{Q_e}{(e_2-e_1)\,G}. \tag{7.7}$$

Величина e_2-e_1 представляет собой изотермическую работу сжатия 1 кг криоагента с p_n до p_m. В реальных условиях с учетом изотермического КПД компрессора $\eta_{\text{из.к}}$ и $\eta_{\text{эм.к}}$ она составит:

$$l_\text{к}=\frac{e_2-e_1}{\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}}}. \tag{7.8}$$

Отсюда КПД всей установки — рефрижератора

$$\eta_{e,\text{R}}=\frac{q_e}{(e_2-e_1)\dfrac{1}{\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}}}}. \tag{7.9}$$

Для того чтобы определить, какие основные факторы оказывают влияние на $\eta_{e,\text{R}}$, заменим q_e в формуле (7.9) на $q_0\tau_e$, которая может быть выражена посредством (7.3) так:

$$q_e=q_0\tau_e=(\Delta i_T-\Delta i_\text{н}-q_\text{из})\,\tau_e.$$

Знаменатель формулы (7.9) — затрата эксергии через (7.5) — может быть преобразован в выражение

$$(q_e+e_{q,\text{из}}+\Delta e_\text{н}+\Sigma d_i)\frac{1}{\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}}}=$$
$$=[(\Delta i_\text{т}-\Delta i_\text{н}-q_\text{из})\,\tau_e+e_{q,\text{из}}+$$
$$+\Delta e_\text{н}+\Sigma d_i]\frac{1}{\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}}}.$$

Тогда

$$\eta_{e,\text{R}}=\frac{(\Delta i_T-\Delta i_\text{н}-q_\text{из})\,\tau_e\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}}}{[(\Delta i_T-\Delta i_\text{н}-q_\text{из})\,\tau_e+e_{q,\text{из}}+\Delta e_\text{н}+\Sigma d_i]}. \tag{7.10}$$

Очевидно, что увеличение КПД СПТ, как и уменьшение величин, связанных с теплопритоком через изоляцию $q_\text{из}$ и $e_{q,\text{из}}$, приводит однозначно к росту КПД рефрижератора, поэтому при анализе можно исключить эти величины из формулы (7.10), чтобы удобнее было рассматривать принципиально важные факторы.

Тогда для идеализированной системы, где $q_\text{из}=0$, $e_{q,\text{из}}=0$, а $\eta_{\text{из.к}}=1$ и $\eta_{\text{эм.к}}=1$,

$$\eta_{e,\text{R}}=\frac{(\Delta i_T-\Delta i_\text{н})\,\tau_e}{(\Delta i_T-\Delta i_\text{н})\,\tau_e+\Delta e_\text{н}+\Sigma d_i}=$$
$$=\frac{(\Delta i_T-\Delta i_\text{н})\,\tau_e}{e_2-e_1}. \tag{7.11}$$

Из (7.11) следует, что для увеличения $\eta_{e,\text{R}}$ нужно стремиться к большему значению $(\Delta i_T-\Delta i_\text{н})\tau_e$ и снижению потерь $\Delta e_\text{н}+\Sigma d_i$.

Значение $\Delta i_T-\Delta i_\text{н}$ будет тем больше, чем выше Δi_T и τ_e и ниже $\Delta i_\text{н}$. Увеличение Δi_T может быть достигнуто либо посредством выбора рабочего тела (криоагента) с большим изотермическим дроссель-эффектом при данной $T_\text{о.с}$, либо при заданном рабочем теле повышением давления p_m.

На рис. 7.6 представлены значения Δi_T для разных криоагентов в зависимости от p_m; значение p_n принято равным 0,1 МПа *. Как видно из графика, значения Δi_T криоагентов существенно различаются. Однако возможность выбора криоагента все же ограничена, так как давление p_n, определяемое заданной температурой T_0, может оказаться очень низким, а это вызовет рост работы сжатия $l_\text{к}$ от p_n до p_m, равной (e_2-e_1) и пропорциональной $\ln(p_m/p_n)$. Это увеличение может «съесть» все те выгоды, которые дает большое значение Δi_T.

---

* Поскольку, как видно из диаграмм состояния (например, T, s или i, s), для всех криоагентов в области p_n меньше 0,5 МПа энтальпия мало зависит от давления, изменение p_n в этих пределах практически не сказывается на Δi_T.

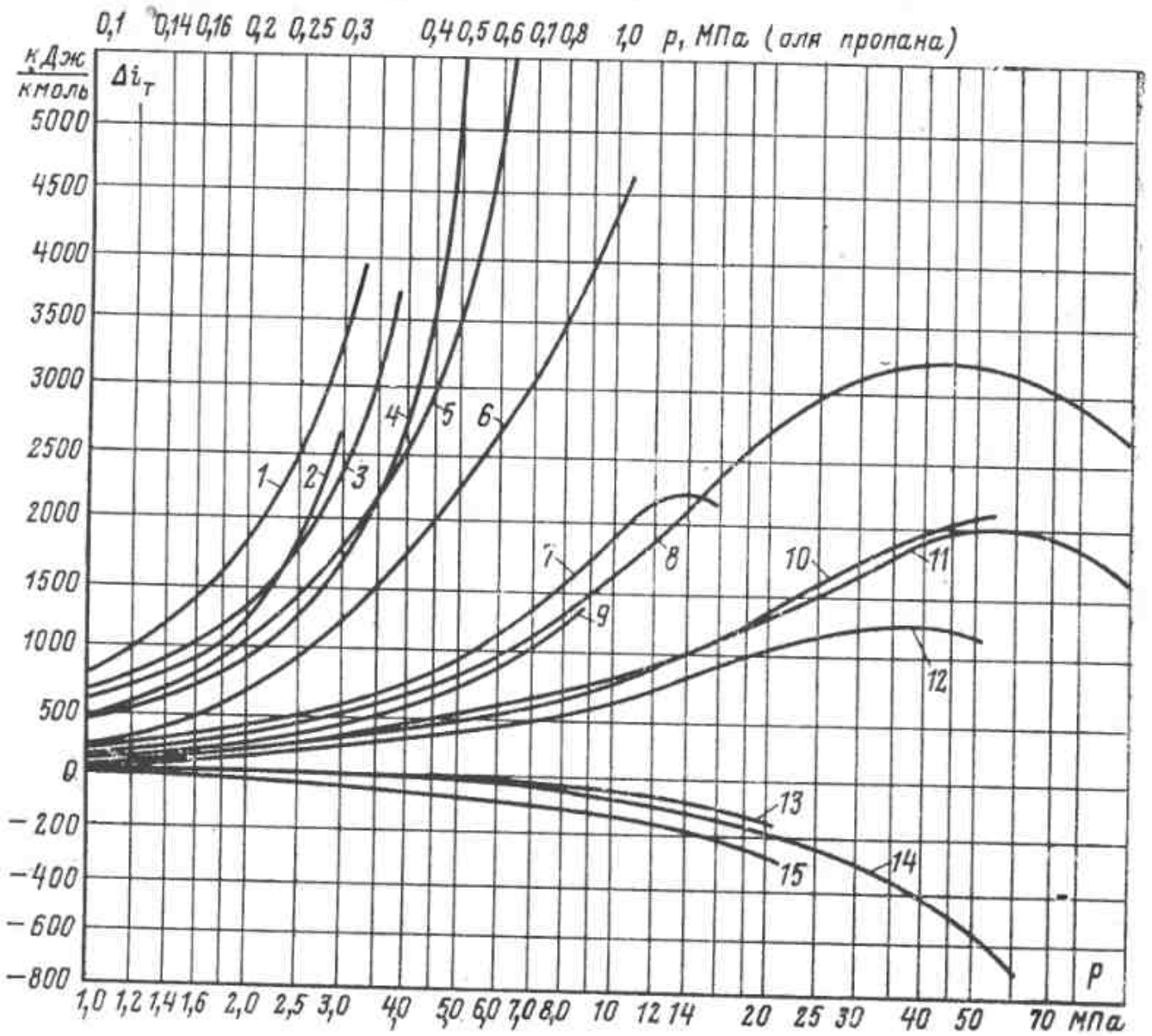


Рис. 7.6. Значения Δi_T различных хладо- и криоагентов в зависимости от давления p_m.
1 — фреон Ф-13, 192 К; *2* — фреон Ф-23, 191 К; *3* — этан, 184 К; *4* — ксенон, 184 К; *5* — этилен, 170 К; *6* — фреон Ф-14, 145 К; *7* — криптон, 120 К; *8* — метан, 111,5 К; *9* — пропан, 232 К; *10* — кислород, 90 К; *11* — аргон, 87 К; *12* — азот, 77 К; *13* — неон, 27 К; *14* — водород, 20,4 К; *15* — гелий, 4,2 К.

Повышение давления p_m термодинамически целесообразно до определенного предела, лежащего несколько ниже $p_{инв}$. Это объясняется тем, что с повышением p_m дроссель-эффект, определяющий значение числителя формулы (7.11), растет сначала медленно, затем быстрее; с приближением к $p_{инв}$ этот рост снова замедляется (рис. 7.7). Работа сжатия $e_2—e_1$, напротив, растет по логарифмической кривой сначала быстро, а затем медленнее. Поэтому максимум η_e сдвинут по отношению к максимуму Δi_T влево, в направлении меньших значений p_m. Указанные закономерности служат ориентиром при выборе рабочего тела и значения p_m.

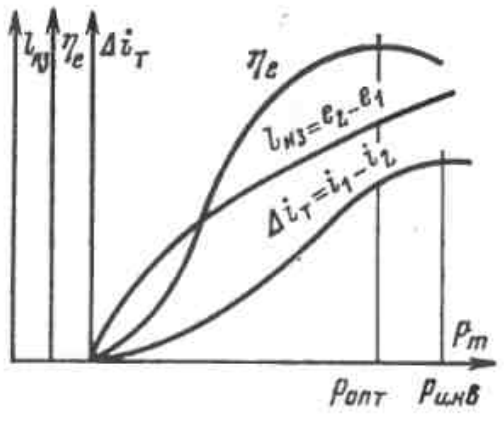


Рис. 7.7. Характер зависимости величин Δi_T, $l_{из}$ и η_e от P_m.

В табл. 7.1 приведены характеристики идеализированных систем Линде для различных криоагентов в интервале T_0 от 78 до 112 К ($\Delta T_н$ = =3 К, $q_{из}$=0, $T_{о.с}$=293 К).

Из данных видно, что значения η'_e криоблоков Линде сравнительно невелики. Только для метана, у которого Δi_T существенно выше, чем у других криоагентов, входящих в таблицу, η'_e достигает 0,36. Коэффициент полезного действия реаль-

Таблица 7.1

Значения КПД η'_e R-систем Линде для различных криоагентов

Криоагент	T_0, К	p_n МПа	p_m МПа	η'_e	τ_e
Воздух	80	0,1	20	0,13	2,66
Азот	77	0,1	20	0,19	2,81
	88	0,3	20	0,20	2,32
Аргон	87	0,1	18	0,18	2,37
	98	0,3	18	0,19	1,99
Метан	112	0,1	16	0,36	1,62

ной установки, подсчитанный с учетом действительных значений $\eta_{из.к}$ и $\eta_{эм.к}$ (их произведение в зависимости от масштаба рефрижератора может находиться в пределах 0,6—0,15), значительно ниже и обычно не превышает 5—8%.

Для того чтобы установить причины столь низкого КПД η_e рефрижератора Линде, необходимо провести термодинамический анализ процессов в криоблоке (в *СПО* и *СОО*). Для этого нужно прежде всего провести тепловой расчет и найти параметры криоагента в узловых точках схемы.

Для расчета должны быть заданы:

1) холодопроизводительность Q_0;

2) температура T_0 криостатируемого объекта (теплоотдатчика);

3) температура окружающей среды — теплоприемника (воды или воздуха $T_{о.с}$).

Температура испарения $T_и$ выбирается по $\Delta T_и = T_0 - T_и$, обычно $\Delta T_и$ в области азотно-кислородных температур принимают в пределах 1—3 К. По температуре $T_и$ и зависимости давления насыщенного пара от температуры выбранного криоагента однозначно определяется давление p_n. Давление p_m выбирается в области ниже $p_{инв}$ при $T_{о.с}$ по соображениям, изложенным выше. (В случае необходимости делается перерасчет для нескольких значений p_m, чтобы найти оптимальный η'_e в соответствии с рис. 7.7.) Затем выбирается значение $\Delta T_н$; для современных теплообменников оно обычно находится в пределах 3—5 К. Наконец, по экспериментальным данным задаются размером потерь от теплопритоков $q_{из}$ через изоляцию; они зависят как от типа изоляции, так и от размеров установки (чем крупнее установка, тем меньше $q_{из}$).

Зная все эти величины, можно нанести на T, s- или другую диаграмму состояния характерные точки процесса (рис. 7.4) — *1*, *2*, *6* и *1′*. Неизвестным остается положение точек *3* и *4*. Для того чтобы их определить, составляется тепловой баланс регенеративного теплообменника *III*

$$i_2 - i_3 + \beta q_{из} = i'_1 - i_6. \qquad (7.12)$$

Левая часть уравнения равна количеству тепла, которое подводится к обратному потоку n (т. е. удельная тепловая нагрузка теплообменника): оно равно теплу, отводимому от прямого потока m, плюс та доля β теплопритока $q_{из}$, которая относится к теплообменнику; β обычно составляет 0,7—09.

В уравнении (7.12) известны все члены, кроме i_3. Определив i_3, тем самым определяют и $i_4 = i_3$. Зная i_4, можно найти $q_0 = i_6 - i_4$.

Расход криоагента рассчитывается так же, как и в парожидкостных трансформаторах тепла

$$G = Q_0/q_0.$$

Объемную производительность компрессора находят по формуле

$$V = Gv_1.$$

Работа компрессора обычно определяется по изотермической работе сжатия от p_n до p_m с учетом изотермического и электромеханического КПД:

$$L = Gl_{из} \frac{1}{\eta_{из.к}\eta_{эм.к}}. \qquad (7.13)$$

Значение $l_{из}$, как уже указывалось, равно $e_2 - e^*_1$. Далее по формуле (7.9) можно определить КПД $\eta_{e,в}$ рефрижератора.

На рис. 7.8 представлена эксергетическая диаграмма потоков в рефрижераторе Линде, работающем на воздухе. Электрическая мощность, подводимая к компрессору, принята за 100%, потери $q_{из}$ не учитывались. Методика расчета величин, показанных на графике, такая же, как и для парокомпрессионных холодильных установок (см. гл. 2); значения эксергии во всех точках определялись по e, i-диаграмме воздуха. Наибольшие потери (около 43%), как видно из графика, относятся к компрессору СПТ с приводом и холодильнику. В криоблоке самые большие потери эксергии свя-

* При отсутствии эксергетических диаграмм рабочего тела или номограмм для расчета работы сжатия [39], $l_{из.к}$ можно определять по формуле $l_{из.к} = i_1 - i_2 - T_{о.с}(s_1 - s_2)$. Если считать газ близким к идеальному, можно воспользоваться формулой $l = RT_1 \ln(p_m/p_n)$.

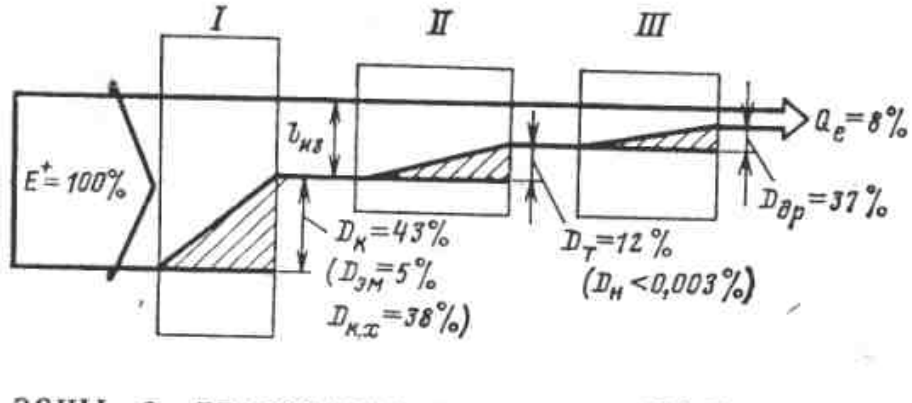


Рис. 7.8. Эксергетическая диаграмма потоков установки R Линде, работающей на воздухе. *I* — компрессор—*СПТ*; *II* — теплообменник—*СПО*; *III* — дроссельная *СОО*.

заны с дросселированием в *СОО* ($d_{др}$ составляет 37% затраченной эксергии или почти 70% введенной в криоблок). Потери $d_т$ в теплообменнике *СПО* занимают третье место; они составляют около 12% затраченной эксергии.

Чем объясняются большие потери в дросселе и теплообменнике, определяющие значение $\Sigma d_i = d_{др} + d_т$ в формуле (7.11)?

Чтобы решить этот вопрос, необходимо проанализировать процесс в регенеративном теплообменнике. Расчет по формуле (7.12) показывает, что разность температур ΔT_{3-6} на холодном конце теплообменника рассматриваемой R-системы Линде превышает 50 К, т. е. более чем на порядок $\Delta T_н = \Delta T_{2-1'}$. Объясняется это тем, что средняя теплоемкость $\bar{c}_{p,m}$ прямого потока m существенно больше, чем $\bar{c}_{p,n}$ обратного потока *. Возрастание ΔT_{m-n} к холодному концу теплообменника приводит к большим потерям эксергии от необратимости теплообмена. Это наглядно показывают графики на рис. 7.9. Верхний график иллюстрирует протекание T_m (линия *2-3*) и T_n (линия *6-1'*) вдоль теплообменника в зависимости от удельного количества передаваемого в регенеративном теплообменнике тепла $q_р$. Расстояние по ординате между линиями *2-3* и *6-1'* показывает ΔT_{m-n} в любом сечении теплообменника. По оси ординат нижнего графика вместо T отложена τ_e. Поскольку τ_e при заданной $T_{о.с}$ есть однозначная функция T, то кривые *2-3* и *6-1'*, относящиеся к потокам m и n, можно перенести с верхнего графика на нижний; для каждой их точки абсцисса остается прежней, а ордината изменится с T на соответствующее значение τ_e. Расстояние между кривыми m и n на новом графике в каждом сечении будет равно $\Delta\tau_e$.

Нетрудно показать, что площадь между кривыми m и n на графике τ_e—$q_р$ численно равна потере от необратимости $d_т$ в теплообменнике или любой его части.

Действительно, выделим элементарный участок длины теплообменника, на котором передается количество тепла δq. Тогда площадка *cefd*, равная $\delta q \tau_{e,n}$, будет равна эксергии тепла, отдаваемого потоком n. Соответственно площадка *aefb*, равная $\delta q \tau_{e,m}$, будет равна эксергии тепла, получаемого потоком m. Разность этих площадей — заштрихованный прямоугольник *abcd* — будет равна потере от необратимо-



Рис. 7.9. Графики протекания температур в теплообменнике R-системы Линде на T, Q- и τ_e, Q-диаграммах.

* Такая зависимость характерна для всех газов в области положительного дроссель-эффекта ($\Delta i_T > 0$), т. е. именно там, где может работать система Линде.

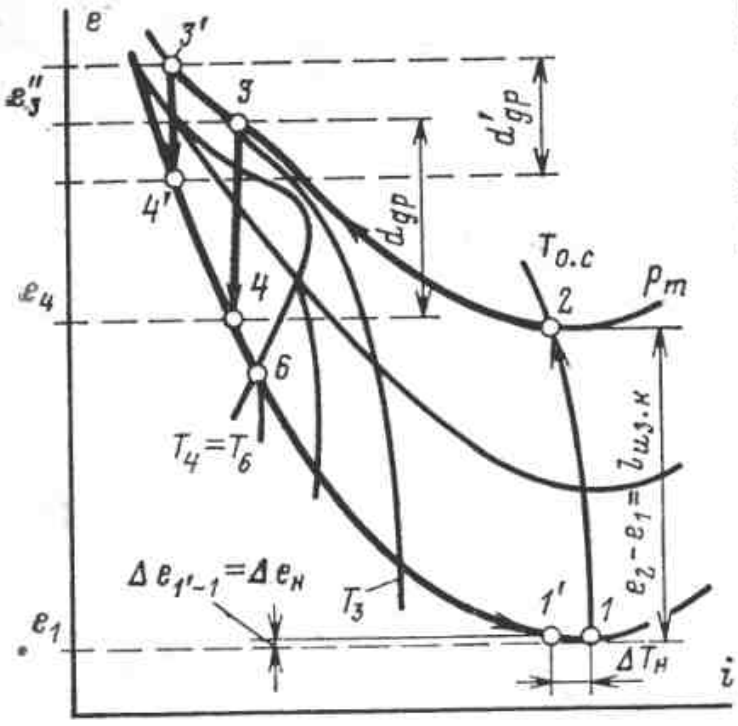


Рис. 7.10. Цикл R Линде на e, i-диаграмме.

сти $\delta d_т = \delta q_р \Delta\tau_{e,m-n}$. Размер всей площади *2361'* между кривыми m и n отражает потери от необратимости теплообмена во всем теплообменнике. Видно, что их основная доля относится к холодной части теплообменника, где ΔT_{m-n}, а тем более и $\Delta\tau_{e,m-n}$ очень велики *.

Большое значение ΔT_{3-6} не только приводит к росту $d_т$, но и вызывает существенное увеличение потерь при дросселировании. Это наглядно видно, если нанести процесс в рефрижераторе Линде на e, i-диаграмму воздуха (рис. 7.10).

Обозначения точек здесь те же, что и на T, s-диаграмме рис. 7.4. Изотерма *1-2* соответствует сжатию рабочего тела в компрессоре, отрезок изобары *2-3* — охлаждению потока m в теплообменнике с $T_{о.с}$ до T_3, при этом удельная эксергия повышается, т. е. составляющая ее $e_т$ растет [формула (1.20)]. В процессе *3-4* (дросселирование) эксергия снижается с e_3 до e_4; при этом падает составляющая эксергии $e_р$, но растет $e_т$, так как температура понижается ($T_4<T_3$). Это превращение $e_р \longrightarrow e_т$ сопровождается потерей эксергии $d_{др}=e_3-e_4$ **. Нетрудно видеть, что при более низкой температуре рабочего тела на выходе потока m из теплообменника, например $T'_3<T_3$, эта потеря $d'''_т = e'_3-e'_4$ была бы намного меньше. Процесс *4-6* соответствует подводу тепла q_0 в испарителе. Наконец, снижение эксергии при изобарном нагреве потока n (процесс *6-1'*) соответствует его нагреву в теплообменнике. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что эксергия в точке *1'* очень незначительно отличается от эксергии в точке *1*. Это объясняется тем, что ценность холода, теряемого вследствие недорекуперации, очень низка, поскольку значение τ_e в этой области очень мало. Поэтому значение $\Delta e_н$, как правило, ничтожно (менее 0,1% подведенной эксергии E) и обычно не учитывается в эксергетическом балансе.

Таким образом, основная причина, приводящая к росту $d_т$ и $d_{др}$, а следовательно, и низкой эффективности рефрижератора Линде определяется в конечном счете возрастанием разности температур ΔT_{m-n} к холодному концу теплообменника.

Поскольку это явление связано с теплофизическими свойствами рабочего тела (рост c_p при повышении давления у рабочих тел в области положительного дроссель-эффекта), долго считалось, что без внесения принципиальных изменений в схему рефрижератора Линде невозможно существенно повысить его КПД. Однако было показано [8, 34], что использование в качестве криоагентов многокомпонентных смесей вместо индивидуальных веществ позволяет обойти эту трудность, получить малую разность температур ΔT_{m-n} на холодном конце теплообменника и тем самым поднять КПД η_e криоблока в несколько раз (примерно до 80—75%).

* Как видно из уравнения (1.9) и рис. 1.9, значение $[\tau_e]$ растет тем быстрее, чем ниже T.

** Полнота этого превращения оценивается КПД дросселирования $\eta_e = \Delta e_т / \Delta e_р$, представляющим собой отношение приращения составляющей $l_т$ к снижению составляющей $e_р$ [7, 11].

Криоагенты — многокомпонентные смеси — подбираются в этом случае так, чтобы их нормальные температуры кипения были расположены последовательно, начиная с нижней (например, азот—метан—этан — пропан). У азота $T_{н.к}=$ $=77{,}4$ К, у метана 111,7, у этана 184,6 и пропана 231 К. Поэтому в прямом потоке m при охлаждении почти во всем интервале температур будет протекать конденсация, а в обратном — испарение рабочего тела. (В этом случае испарение протекает в отличие от процесса с индивидуальным криоагентом не только в испарителе, но и в обратном потоке n.)

Поэтому $\bar{c}_p$ в каждом потоке определяется двумя величинами: $\bar{c}_p$ нагревающегося (и охлаждающегося) пара и теплотами r фазовых переходов компонентов при их конденсации (и испарении). Первая составляющая мало отличается в прямом и обратном потоках в каждом отрезке теплообменника. Напротив, значения r в прямом и обратном потоках различаются существенно. Поскольку $p_m \gg p_n$, соответствующие значения в обратном потоке больше, чем в прямом. (Известно, что чем выше давление, тем меньше значение r данного вещества.)

В результате влияния r значение $\bar{c}_{p,m}$ оказывается существенно меньше $\bar{c}_{p,n}$; это приводит к тому, что ΔT_{3-6} оказывается меньше $\Delta T'_{2-1}$ (рис. 7.4,*в* и 7.9) *.

Если пренебречь теплопритоком через изоляцию, то из теплового баланса теплообменника получим:

$$G_m \bar{c}_{p,m}(T_2 - T_3) = G_n \bar{c}_{p,n}(T'_1 - T_6). \qquad (7.14)$$

Поскольку $G_m = G_n$, то $\bar{c}_{p,m}/\bar{c}_{p,n} = (T'_1 - T_6)/(T_2 - T_3)$. Если $\bar{c}_{p,m} < \bar{c}_{p,n}$, то $(T'_1 - T_6) < (T_2 - T_3)$ или $(T_3 - T_6) < (T_2 - T'_1)$.

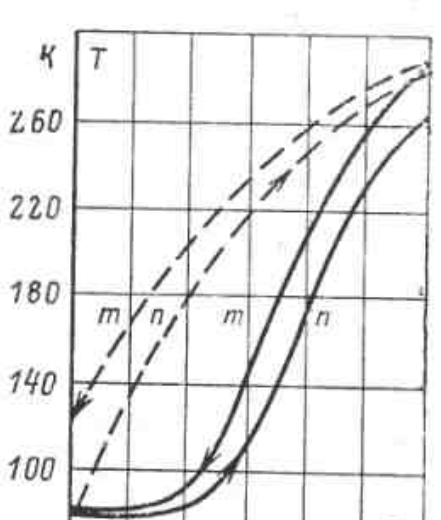


Рис. 7.11. Протекание температур в СПО Линде на T, l-диаграмме (l — длина теплообменника).

Таким образом, ΔT_{m-n} на холодном конце теплообменника оказывается меньше, чем на теплом, и значение T_3 будет достаточно низким, чтобы обеспечить малые значения $d_т$ и $d_{др}$.

Соответствующим подбором состава криоагента можно обеспечить нужное протекание ΔT_{m-n} в теплообменнике [11].

Переход с однокомпонентных криоагентов на многокомпонентные смеси в рефрижераторах Линде оказывается выгодным и позволяет резко повысить их КПД η_e (до 40—60% для системы в целом, включая компрессор). Кроме того, удается уменьшить поверхность F теплообмена, допуская бóльшие значения ΔT_{m-n} в теплой части теплообменника. На рис. 7.11 показаны графики протекания температур T_m и T_n для теплообменников двух одинаковых рефрижераторов: работающего на азоте (пунктирная линия) и смеси (сплошная линия).

В ряде случаев, когда требуется сравнительно небольшая холодопроизводительность в сочетании с простотой, высокой надежностью и малой массой, используются дроссельные рефрижераторы расходного типа, работающие по квазициклу-

* Приведенное описание процессов в теплообменнике, естественно, не отражает их сложности; процессы конденсации и испарения отдельных компонентов протекают, накладываясь один на другой. Рассчитывать их независимо, даже в первом приближении, недопустимо.

Криоблок (*СПО*, *СОО* и *СИО*) таких рефрижераторов ничем в принципе не отличается от описанного выше и состоит из регенеративного теплообменника, дросселя и испарителя. Но в *СПТ* вместо компрессора для питания установки используется один или несколько баллонов со сжатым до высокого давления рабочим телом (азотом, аргоном или многокомпонентной смесью). Необходимое давление p_m поддерживается в случае необходимости специальным редуктором. Отработавшее рабочее тело выпускается в атмосферу; его давление p_n (а следовательно, и температуру T_0) также можно регулировать в пределах $p_n \geqslant p_{0.c}$. Такие системы имеют обычно короткий пусковой период [5]; их можно использовать в условиях работы с многократными включениями и выключениями.

Суммарный срок работы рефрижератора зависит от емкости баллонов; он может измеряться сотнями часов. Подробно расходные рефрижераторы описаны в [16].

7.3. КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ С ДРОССЕЛЬНО-ЭЖЕКТОРНОЙ *СОО*

Для повышения эффективности дроссельных рефрижераторов существует и другой способ, не связанный с использованием смесей, — замена дроссельной *СОО* дроссельно-эжекторной. Ее применение целесообразно в тех случаях, когда по тем или иным причинам применение смесей исключено (слишком низкие температуры или какие-либо технико-экономические соображения).

Идея усовершенствования дроссельных рефрижераторов посредством введения дроссельно-эжекторной ступени принципиально отлична от идеи, лежащей в основе использования смесей. Если во втором случае улучшение характеристик достигается одновременным увеличением Δi_T и снижением ΔT_{m-n} на холодном конце теплообменника, то в первом все эти величины остаются

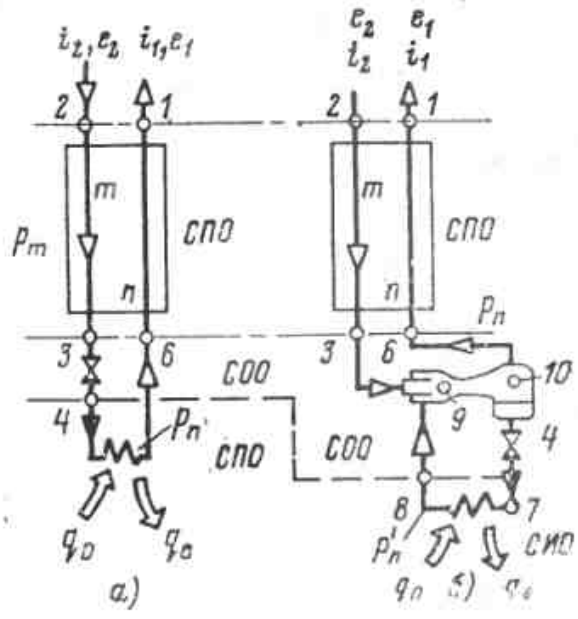


Рис. 7.12. Схемы криоблоков рефрижераторов Линде.

а — с дроссельной *СОО*; *б* — с дроссельно-эжекторной *СОО*.

неизменными. Улучшение показателей основано на использовании в эжекторе кинетической энергии потока расширяющегося рабочего тела; как известно, эта энергия при дросселировании входит в его энтальпию. Другими словами, вместо устранения самих причин, вызывающих потери при дросселировании (высокая температура T_3 прямого потока m на холодном конце теплообменника), применяется устройство (эжектор), позволяющее в неизменных условиях более рационально использовать перепад давлений $\Delta p = p_m - p_n$ и тем самым сократить потери *.

Принципиальная схема криоблока рефрижератора с дроссельно-эжекторной *СОО* показана на рис. 7.12. До точки *3* процесс идет так же, как и в дроссельном рефрижераторе. Далее рабочее тело в состоянии, соответствующем точке *3*, поступает в сопло эжектора, где расширяется до давления $p'_n < p_n$. Кинетическая энергия потока m используется для подсасывания (инжектирования) пара с параметрами

* Впервые эта идея была предложена применительно к парожидкостным компрессионным установкам Т. М. Сутыриной и Ф. М. Чистяковым в 1960 г., затем для криогенных установок И. Риеджиком в 1965 г.

точки *8* из испарителя в количестве *и*. В камере смешения эжектора оба потока (*m* и *n*) смешиваются (точка *9*) и поджимаются до давления p_n обратного потока (точка *10*). Смесь пара и жидкости разделяется в сепараторе; пар (точка *6*) отводится как обратный поток *n* в теплообменник, а жидкость (точка *4*) в количестве *и* поступает на дросселирование. После дросселирования (точка *7*) парожидкостная смесь испаряется при давлении $p'_n < p_n$; при этом в процессе *7-8* реализуется холодопроизводительность Q_0.

Сравнение схем на рис. 7.12,*а* и *б* показывает прежде всего, что при неизменных $G = G_m = G_n$, p_m и p_n энергетический баланс (1.6) системы не изменяется; следовательно, Q_0 осталась неизменной. Однако эксергетический баланс (1.25) системы изменяется. Действительно, в дроссельно-эжекторной ступени T_0 меньше, чем в дроссельной, поскольку $p'_и < p_n$. Следовательно, и $Q_e = Q_0\tau_e$ будет в первом случае больше. С ростом Q_e увеличится и КПД η_c, определяемый по формуле (7.7).

Описанный режим дроссельно-эжекторной установки называется режимом *T*, так как возрастание эффективности связано с понижением T_0. Применяется и другой режим, при котором значение p'_n принимается таким, как p_n в режиме *T*; тогда использование эжектора позволяет получить более высокое давление p'_n обратного потока. В этом случае (режим *p*) увеличение КПД определяется ростом эксергии e_1 обратного потока *n* на выходе из теплообменника и соответствующим уменьшением изотермической работы сжатия, поскольку снижается разность $e_2 - e_1$. При этом, как видно из уравнения (7.7), КПД растет. Значение Q_0 при переходе к режиму *p* остается неизменным (если не считать пренебрежимо малого уменьшения Δi_T вследствие роста давления обратного потока с p_n до $p'_n > p_n$). Поскольку в этом случае при неизменных Q_0 и Q_e работа компрессора снижается примерно на 20%, КПД установки возрастает до 10%.

Методика расчета балансов дроссельно-эжекторных криорефрижераторов та же, что и дроссельных, только при расчете *СОО* появляются дополнительные вычисления, связанные с условиями работы этой ступени. Условия расчета должны обеспечить совпадение параметров, удовлетворяющих, с одной стороны, энергетическим балансам ступени и ее элементов, а с другой — гидрогазодинамическим условиям, которые может обеспечить эжектор. Первые называются необходимыми, вторые — достижимыми [9].

Газодинамический расчет эжектора в криогенных установках основан на общих положениях, приведенных в § 6,3—6,5.

7.4. КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ С ДРОССЕЛЬНОЙ *СОО* И *СПО* С ВНЕШНИМ ОТВОДОМ ТЕПЛА

Из энергетического баланса (7.3) следует, что независимо от описанных выше усовершенствований цикл Линде работоспособен только и $\Delta i_T > 0$ при $T_{о.с}$ (поскольку при $\Delta i_T < 0$ значение $Q_0 < 0$). Это условие ограничивает его непосредственное применение только такими температурами T_0 криостатирования, при которых можно использовать криоагенты с положительным дроссель-эффектом при $T_{о.с}$ (т. е. практически не ниже 70—50 К). Для более низких температур T_0 необходимы другие криоагенты, такие как неон, водород и гелий, у которых, однако, температуры инверсии значительно ниже $T_{о.с}$.

Чтобы использовать цикл Линде в этих условиях, необходимо перенести начальный температурный уровень его работы в область, где Δi_T рабочего криоагента будет положительной, т. е. ниже $T_{инв}$. Для этого нужно над неохлаждаемой частью *СПО* «надстроить» другую,

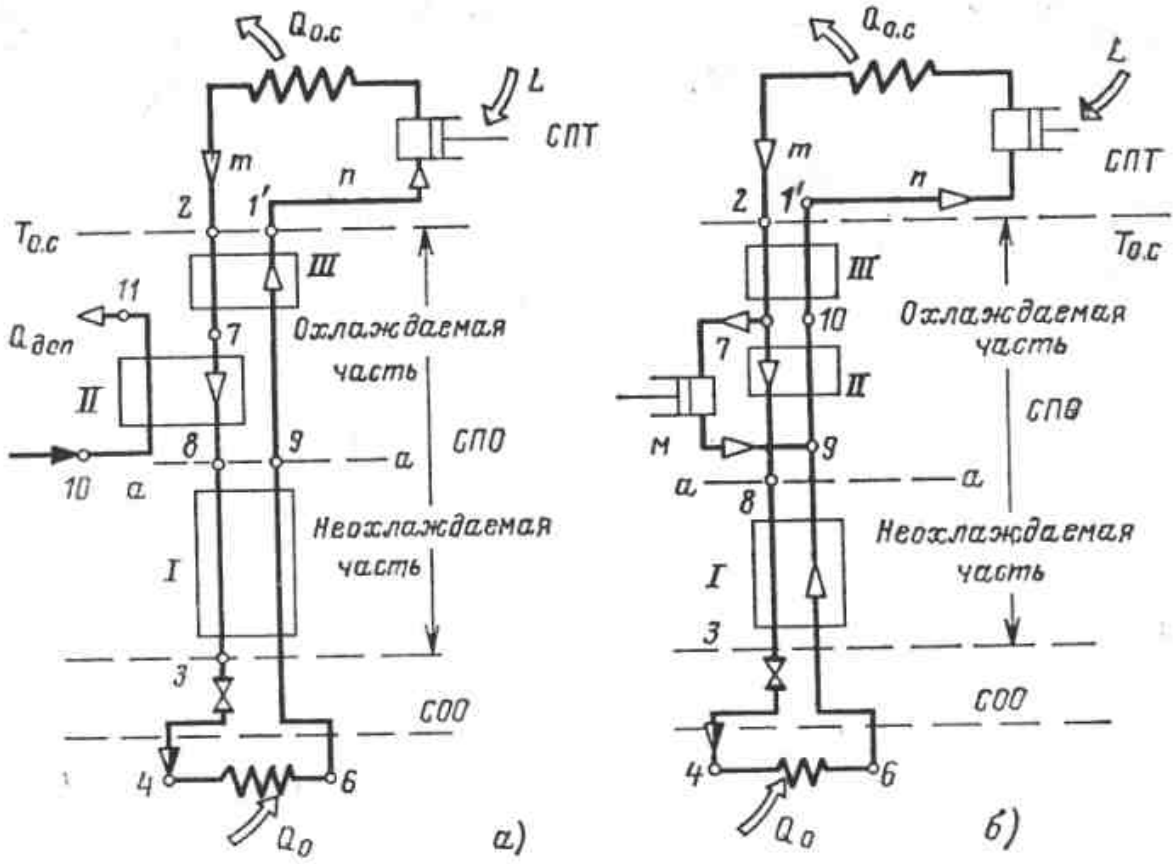


Рис. 7.13. Схемы R-системы со ступенью Линде и охлаждаемой *СПО*.
а — внешнее охлаждение в СПО; *б* — внутреннее охлаждение в СПО; *I*, *II*, *III* — теплообменники.

дополнительно охлаждаемую (т. е. охлаждаемую не только обратным потоком n). Такая система в двух вариантах показана на рис. 7.13.

Первый вариант (рис. 7.13,*а*), предложенный еще Линде, основан на внешнем охлаждении прямого потока в дополнительном теплообменнике *II* посредством какого-либо крио- или хладоагента, полученного в другой, дополнительной установке (холодильной или криогенной в зависимости от температурного уровня). Часть системы, находящаяся ниже сечения *а-а* ($T_a < T_{инв}$), представляет собой такой же криоблок рефрижератора Линде, как и на рис. 7.3. Разница состоит только в том, что сечение *а-а* не совпадает с $T_{о.с}$, а расположено на более низком температурном уровне.

Энергетический баланс части криоблока ниже сечения *а-а* (ступени Линде) будет таким же, как и (7.1), с той только разницей, что вместо i_2 и i'_1 в него будут входить i_8 и i_9. Для ступени Линде остаются в силе и все последующие уравнения, полученные из (7.1) с учетом изменения температурного уровня с $T_{о.с}$ на T_8.

Уравнение энергетического баланса всего криоблока будет иметь вид:

$$G\Delta i_т + Q_{доп} - G\Delta i_н - Q_{из} = Q_0. \qquad (7.15)$$

Оно отличается от (7.3б) только величиной $Q_{доп} = q_{доп} G_{доп} = \Delta i_{11-10} G_{доп}$, показывающей значение дополнительного охлаждения — количество тепла, отводимого от криоблока в теплообменнике *II*.

Второй вариант (рис. 7.13,*б*), предложенный Ж. Клодом *, основан на внутреннем охлаждении части M газа прямого потока, отводимой в детандер с температурой T_7. После детандера охлаждаемый до T_9 газ возвращается в обратный поток. Таким образом, выше сечения *а-а* осуществляется, как и в схеме

* Ж. Клод (1870—1960 гг.) — французский инженер, в 1902 г. разработавший первый надежно работающий поршневой детандер, а затем ожижитель воздуха и воздухоразделительные установки с детандером.

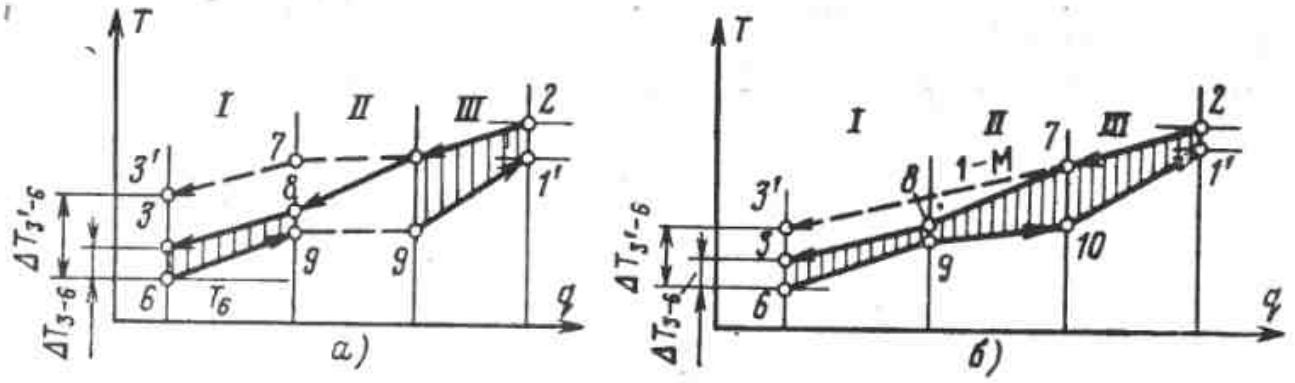


Рис. 7.14. Протекание температур в *СПО* систем R Линде (*а*) и Клода (*б*). *I — III* — участки теплообменника.

Линде, дополнительное охлаждение, но не внешней установкой, а частью M газа. Ниже сечения a-a, как и в предыдущем случае, находится ступень Линде, работающая при $\Delta i_T > 0$ на уровне T_8.

Энергетический баланс криоблока рефрижератора Клода

$$G\Delta i_T + GM\Delta i_д - G\Delta i_н - Q_{из} = Q_0, \qquad (7.16а)$$

где $GM\Delta i_д = GM\Delta i_{7-9}$ — холодопроизводительность детандера.

Рефрижераторы как с внешним, так и с внутренним охлаждением в СПО могут использоваться не только для рабочих тел с $\Delta i_T > 0$ на уровне $T_{о.с}$, но и для рабочих тел с отрицательным дроссель-эффектом на уровне окружающей среды. Поэтому величина $G\Delta i_T$ в (7.15) и (7.16а) может быть как положительной, так и отрицательной ($G\Delta i_T \gtrless 0$). Если во втором случае дополнительное охлаждение обеспечивает возможность работы системы, то в первом оно просто улучшает энергетические показатели рефрижератора. Рост КПД η_e при этом связан с уменьшением ΔT_{3-6} и увеличением эффективности дросселирования. Получаемое при этом увеличение Q_0 компенсирует с превышением как затраты на получение $Q_{доп}$ (в системе Линде), так и работу сжатия в компрессоре дополнительного количества газа, идущего на детандер (в процессе Клода). Изменение температур в процессе регенерации тепла показано на рис. 7.14 на графиках T, q. Видно, что введение дополнительного охлаждения позволяет в теплообменнике *II* (рис. 7.13) существенно снизить ΔT_{m-n} (в результате этого $T_{8-9} < T_{7-9}$). В системе Линде это достигается снижением T_m с T_7 до T_8 посредством внешнего охлаждения (в то время как T_9 одинакова как на входе в теплообменник *II*, так и на выходе из него). В системе Клода уменьшение ΔT_{m-n} определяется тем, что прямой поток в теплообменнике *II* (равный 1—M) меньше обратного; поэтому температуры прямого m и обратного n потоков к его холодному концу сближаются. Если бы дополнительного охлаждения не было (отсутствовал бы теплообменник *II* и относящееся к нему оборудование — внешний рефрижератор или детандер), то температура прямого потока в точке *3* была бы выше ($T'_3 > T_3$), что соответственно привело бы к уменьшению эффективности установки. Графики на рис. 7.14 показывают также, что дополнительное охлаждение ($Q_{доп}$ в первом случае и $GM\Delta i_д$ во

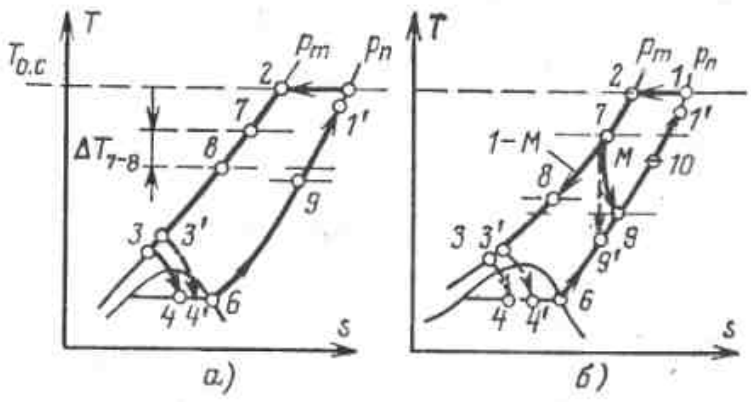


Рис. 7.15. Изображение на T, s-диаграммах циклов R Линде (*а*) и Клода (*б*).

втором) ограничено значением ΔT_{8-9}. Чем больше охлаждение, тем меньше ΔT_{8-9}. Если $\Delta T_{8-9} \longrightarrow 0$, то неизбежно (так как поверхность F теплообменника конечна) увеличится ΔT_{m-n} в сечениях теплообменника, расположенных выше, вплоть до $\Delta T_{2-1'} = \Delta T_н$. При этом дополнительный холод будет потерян вследствие увеличения потерь от недорекуперации и значение Q_0 в уравнениях (7.15) и (7.16а) начнет уменьшаться. Поэтому в каждом случае имеется некоторое оптимальное значение $Q_{доп}$ или $M\Delta i_д$, при котором Q_0 максимальна. Оно определяется по минимальному значению ΔT_{8-9}.

На рис. 7.15 показаны процессы в рефрижераторах Линде и Клода (обозначения точек соответствуют схемам на рис. 7.13) на T, s-диаграмме.

Сжатие в компрессоре показано условно в виде изотермы *1-2*. В рефрижераторе Линде отрезок изобары p_m между точками *7* и *8* показывает процесс дополнительного охлаждения. При его отсутствии точка *3* переместилась бы в положение *3′*, а точка *4* — в *4′* с соответствующим уменьшением холодопроизводительности с $q_0 = i_6 - i_4$ до $q'_0 = i_6 - i'_4 < i_6 - i_4$. Аналогичная ситуация возникла бы и в процессе Клода при отсутствии охлаждения в детандере (процесс *7-9*, в идеальном случае *7-9′*) доли M прямого потока *.

Количество ступеней дополнительного охлаждения (как внешнего, так и внутреннего) может достигать двух-трех и более. Формула (7.16а) в этом более общем случае будет иметь вид:

$$G\Delta i_T + \Sigma G_i M_i \Delta i_{д,i} + \Sigma Q_{доп} - G\Delta i_н - Q_{из} = Q_0. \qquad (7.16б)$$

В одной установке могут также использоваться и внутреннее, и внешнее охлаждение одновременно.

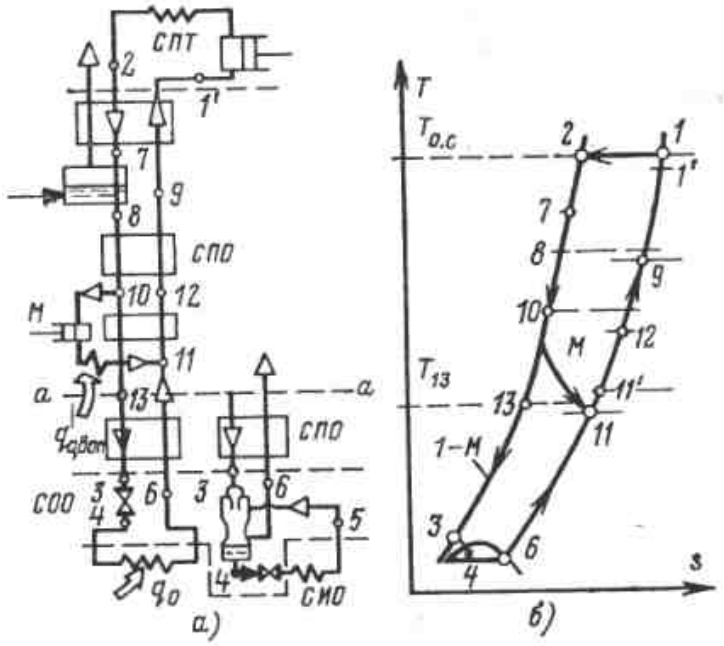


Рис. 7.16. Схема (*а*) и процесс на T, s-диаграмме (*б*) гелиевого рефрижератора с двумя ступенями охлаждения в *СОО*.

На рис. 7.16 показаны схема и изображение на T, s-диаграмме процесса в рефрижераторе для гелиевого уровня температур (4,2—4,5 К) с двумя ступенями охлаждения (верхняя ступень — ванна с жидким азотом, нижняя — детандер). Под сечением *а-а*, как и в остальных случаях, расположена ступень Линде; чтобы обеспечить условия ее работы, необходимо, чтобы $T_{13} \ll T_{инв}$. Для гелия $T_{инв} \approx 35$ К, поэтому T_{13} обычно находится на уровне 8—15 К, где значение Δi_T уже достаточно для работы ступени. Иногда в более сложных криорефрижераторах холод производится не на одном температурном уровне, а на нескольких. Например, в установке, схема которой показана на рис. 7.16, поток после детандера можно использовать для охлаждения теплоизолирующего экрана, от которого отводится тепло $q_{0,экр}$. Тогда точка *11* переместится в положение *11′* (и соответственно точка *13* — в положение *13′*, поскольку $T'_{13} = T'_{11} + \Delta T'_{11'-13'}$). Как и в любой системе Линде, работающей на индивидуальном веществе, вместо дроссельной ступени может быть использована и дроссельно-эжекторная, работающая в режиме p или

* Естественно, что при отсутствии дополнительного охлаждения установки могли бы работать только с такими рабочими телами, у которых $\Delta i_T > 0$ при $T_{о.с}$.

T. Энергетический баланс ступени при этом не изменится, а эксергетический КПД как ступени, так и рефрижератора в целом возрастет в соответствии с формулой (7.7), которая в общем случае будет иметь вид:

$$\eta_e = \frac{\Sigma Q_e}{(e_2 - e_1)\,G + \Sigma Q_{e,\text{доп}}/\eta_{e\text{доп}} - \Sigma L_\text{д}}, \tag{7.17}$$

где $\Sigma Q_e = \sum_1^n Q_{0,i}\tau_{e,i}$ — суммарная энергетическая холодопроизводительность на всех уровнях; $\Sigma Q_{e,\text{доп}}$ и $\eta_{e,\text{доп}}$ — соответственно суммарная эксергетическая холодопроизводительность установок внешнего охлаждения и их КПД; $\Sigma L_\text{д}$ — суммарная работа, возвращаемая детандерами *.

Если нужно определить η_e всей установки, а не только криоблока, нужно вместо $(e_1 - e_2)\,G_1$ (идеальная работа компрессора) подставить в знаменатель формулы (7.17) величину $(e_1 - e_2)\,G/(\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}})$, где $\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}}$ — эксергетический КПД (равный произведению изотермического $\eta_{\text{из.к}}$ и электромеханического КПД компрессора).

Замена дроссельной ступени дроссельно-эжекторной приведет либо к увеличению Q_e (поскольку в режиме T возрастет одна из величин $\tau_{e,0}$, а $Q_e = Q_0\tau_{e,0}$), либо к уменьшению затраты работы компрессора (поскольку в режиме p возрастет e_1). В обоих случаях КПД рефрижератора увеличится.

Расчет рефрижераторов с дроссельной или дроссельно-эжекторной *СОО* и *СПО* с внешним отводом тепла рассмотрен ниже.

Обычно бывают заданы Q_0 и соответствующие им T_0, потери через изоляцию $Q_\text{из}$ (значение которых в дальнейшем может быть скорректировано), $T_\text{о.с}$, рабочее тело, характеристики машин и вспомогательных устройств (например, установки внешнего охлаждения). Кроме того, даются характеристики теплообменников, позволяющие выбрать значения ΔT_{m-n} и предварительно оценить влияние гидравлических потерь Δp.

Расчет всех рефрижераторов с *СПО* с внешним отводом тепла обычно начинают с нижней части, двигаясь вверх по температурам (т. е. от «выхода» системы — *СПО*, ко «входу» — *СПТ*). Расчеты дроссельной ступени (ниже сечения *а-а* на рис. 7.13 и 7.16) и оптимизация по давлению p_m ведутся так же, как и рефрижератора Линде с *СПО* без внешнего отвода тепла по формулам (7.3), (7.5), (7.12) и (7.16а). Разница состоит только в том, что вместо параметров точек *2* и *1′* берутся соответственно *8* и *9* (схема на рис. 7.13) или *13* и *11* (схема на рис. 7.16). Уровень сечения *а-а* выбирается возможно более низким в соответствии с возможностями устройств или установок дополнительного охлаждения (например, температурой кипения криоагента или условиями работы детандера). Разность температур ΔT_{m-n} в этом сечении (аналогично $\Delta T_\text{н}$ в рефрижераторе Линде) берется возможно меньшей, с учетом качества теплообменника.

Обычно в интервале гелиево-водородных температур ΔT_{m-n} принимается в пределах 1—2 К, на уровне азотных 2—3 К и на уровне окружающей среды 5—10 К, т. е. возможно близкой к линейному закону $\Delta T_{m-n} = aT_\text{н}$.

Второй этап расчета — определение параметров охлаждаемой *СПО* с внешним отводом тепла.

Для случая внешнего охлаждения (рис. 7.13,*а*) задаются разностью температур ΔT_{7-9} между точками *7* и *9*. Поскольку T_8 и T_9 известны из расчета ступени, расположенной ниже сечения *а-а*, то $T_7 = T_9 + \Delta T_{7-9}$. Зная T_7 и T_8, а следовательно, и i_7 и i_8, находят:

$$Q_\text{дож} = G(i_7 - i_8). \tag{7.18}$$

Зная T_7 и T_9, а также $T_2 - T_\text{о.с}$, можно составить тепловой баланс теплообменника *III* и найти i'_1 и соответственно T'_1:

$$i_2 - i_7 = i'_1 - i_9;\quad i'_1 = i_2 - i_7 + i_9.$$

После этого, поскольку параметры всех точек схемы известны, правильность расчета проверяется по энергетическому балансу (7.15).

Для расчета детандерной ступени (рис. 7.13,*б*) необходимо прежде всего найти параметры точки *7*. Энтальпии точек *7* и *9* (вход и выход детандера) связаны соотношением

$$\eta_\text{ад} = \Delta i_\text{д}/\Delta i_\text{д.ид} = (i_7 - i_9)/(i_7 - i'_9), \tag{7.19}$$

где i'_9 — энтальпия газа на выходе из детандера при идеальном изэнтропном расширении (рис. 7.15,*б*), которая может быть найдена по любой энтропийной диаграмме рабочего тела.

Поскольку $\eta_\text{ад}$ детандера известен, можно из уравнения (7.19) методом подбора найти значение i_7 и затем T_7.

---

* Число детандеров, как и число дополнительных внешних ступеней охлаждения, может быть больше одного.

Далее составляется тепловой баланс теплообменника *II*

$$(1-M)(i_7-i_8)=i_{10}-i_9. \qquad (7.20)$$

В этом уравнении два неизвестных — значение M и энтальпия i_{10}. Задаваясь значением $\Delta T_{m-n}=\Delta T_{7-10}$, находим значение M. Теплообменник *III* рассчитывается так же, как и в предыдущем случае. Верность расчета проверяется по уравнению энергетического баланса (7.16а). Точно так же по ступеням рассчитываются и более сложные схемы с несколькими ступенями охлаждения в *СПО*, как, например, показанная на рис. 7.16.

Затрата работы на компрессор определяется так же, как и для рефрижератора с *СПО* без внешнего отвода тепла, а КПД η_e системы рассчитывается по формуле (7.7а).

Более подробно методика расчета и оптимизации параметров криорефрижераторов, в том числе с использованием ЭВМ, описана в литературе (см. [11]).

7.5. КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ С ДЕТАНДЕРНОЙ *СОО*

В *СОО* можно применять не только дросселирование, но и расширение в детандере. Такой рефрижератор в *СПО* без внешнего отвода тепла был впервые предложен В. Сименсом в 1875 г., поэтому в дальнейшем ступень с детандером и регенеративным теплообменником мы будем называть ступенью Сименса. Ее схема и процесс на T, s-диаграмме представлены на рис. 7.17. Как видно из диаграммы, отличие ступени Сименса от ступени Линде состоит только в том, что процесс в *СОО* протекает с отдачей внешней работы по линии *3-4*, лежащей между *3-4′* (идеальный детандер, s=const) и *3-4″* (дроссель, i=const) *. Соответственно при прочих равных условиях эффективность рефрижератора Сименса, определяемая разностью i_6-i_4, будет выше, чем рефрижератора Линде, поскольку $i_6-i''_4<i_6-i_4$. Эта разница будет, как видно из диаграммы, тем больше, чем выше T_3. Поэтому, в частности, при работе на многокомпонентных смесях, когда ΔT_{3-6} очень мала, разница между q_0 рефрижератора Сименса и q_0 рефрижератора Линде не существенна, в этом случае предпочтительнее более простая (отсутствует низкотемпературная машина — детандер) система Линде. При более низких температурах, где смеси неприемлемы, различие в эффективности этих рефрижераторов, а следовательно, и в КПД η_e более существенно; поэтому преимущественная область применения рефрижераторов Сименса лежит ниже азотных температур.

Энергетический баланс рефрижератора Сименса с *СПО* без внешнего отвода тепла

$$G\Delta i_T+G\Delta i_д-G\Delta i_н-Q_{из}=Q_0. \qquad (7.21)$$

* Таким образом, детандер работает в двухфазной области. Детандер СОО может, естественно, работать и в области газа, но это будет уже газовая установка с несколько иными характеристиками (гл. 9).

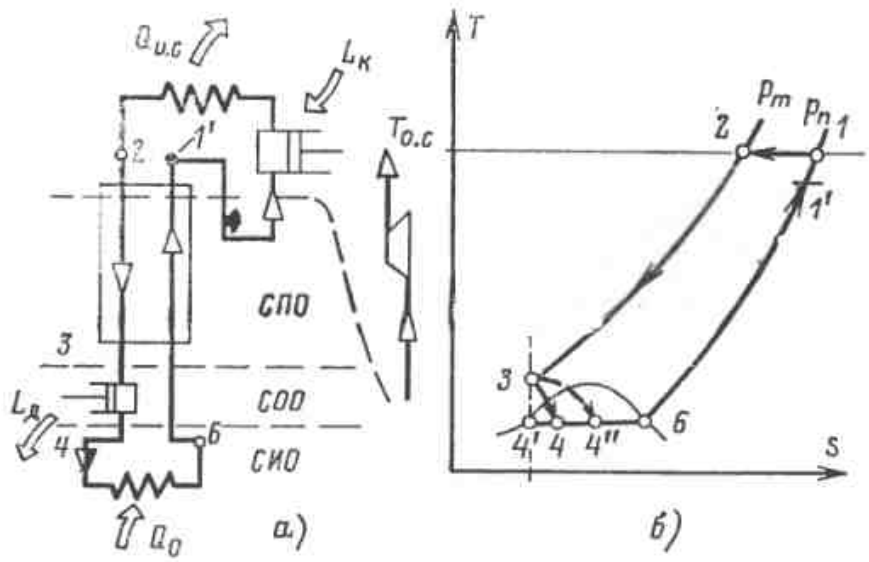


Рис. 7.17. Система R Сименса с неохлаждаемой *СПО*.
а — схема; *б* — процесс на T, s-диаграмме.

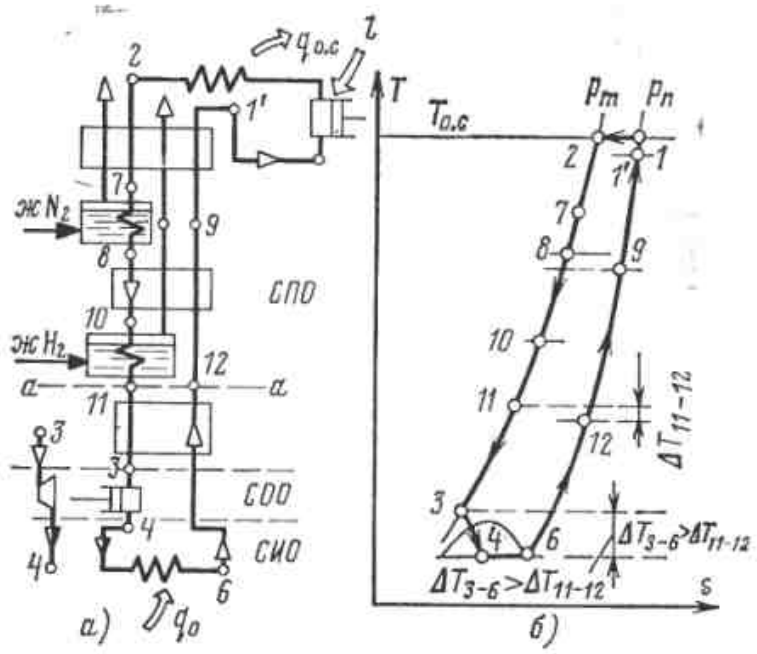


Рис. 7.18. Система R Сименса с двухступенчатым внешним охлаждением в *СПО*.
***а* — схема; *б* — процесс на *T*, *s*-диаграмме.**

Он отличается от (7.3б) величиной $G\Delta i_д$, отражающей холодопроизводительность детандера $\Delta i_д = \Delta i_{3-4} = \Delta i_{3-4'}\eta_{ад}$. Это означает, что установка Сименса может работать и на таких рабочих телах (водород, гелий, неон), у которых при $T_{o.c}$ значение $\Delta i_T < 0$. Нужно только, чтобы $G\Delta i_T + G\Delta i_д > 0$.

Рефрижераторы с детандерной *СОО* используются в основном для криостатирования на уровне водородно-неоновых и гелиевых температур. В этих условиях предварительное охлаждение в *СПО*, как и в дроссельных установках, оказывается необходимым, хотя и температурный уровень сечения *a-a* может быть выше, поскольку он не определяется температурой, при которой дроссель-эффект Δi_T имеет достаточно высокое значение (рис. 7.18). Дополнительное охлаждение в *СПО* необходимо потому, что в нижней части регенеративного теплообменника, находящейся в области температур, где $\Delta i_T > 0$, теплоемкость прямого потока $\bar{c}_{p,m} > \bar{c}_{p,n}$, что приводит к увеличению ΔT_{m-n} в холодной части теплообменника. Нетрудно видеть (рис. 7.18,*б*), что при этом, как и в дроссельных системах R с неохлаждаемой *СПО*, холодопроизводительность уменьшится.

Дополнительное охлаждение в *СПО* установок с детандерной *СОО* может быть, как и в дроссельных, и внешним, и внутренним. На рис. 7.18 представлены схема и процесс на *T*, *s*-диаграмме такой установки для гелиевого уровня температур ($T_0 < 5$ К), в которой используются две ступени внешнего охлаждения (например, жидкими азотом и водородом). На участках *7-8* и *10-11* прямой поток *m* дополнительно охлаждается сначала кипящим азотом, а затем водородом.

Существуют и другие варианты внешнего и внутреннего охлаждения; они описаны в специальной литературе [3, 11].

Методика расчета рефрижераторов со ступенью Сименса аналогична методике, описанной для систем Линде; общее уравнение энергетического баланса сохраняет силу и в этом случае, как и формула (7.7а) для определения КПД η_e.

Рефрижераторы на базе ступени Сименса могут иметь КПД на 30—40% относительно более высокий, чем системы с дроссельными *СОО* (для дроссельно-эжекторных систем этот эффект сокращается до 15—20%), однако уступают им по надежности; они требуют и несколько больших капитальных затрат.

Значения КПД η_e криорефрижераторов определяются тремя факторами: температурным уровнем криостатирования, холодопроизводительностью установки (масштабный фактор) * и, наконец, типом установки (определяемым характеристиками соответствующего цикла или квазицикла).

В табл. 7.2 приведены значения КПД η_e ряда газожидкостных криорефрижераторов, работающих на различных температурных уровнях.

Зависимость η_e от размера эксергетической холодопроизводительности Q_e показана для газожидкост-

* Первые два фактора в большинстве случаев могут быть заменены одним — суммарной эксергетической холодопроизводительностью $\Sigma Q_e = \Sigma Q_0 \tau_{e,0}$.

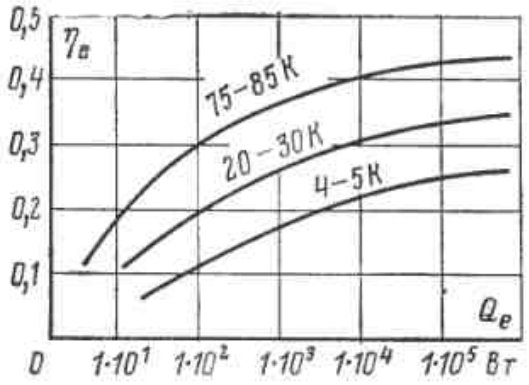


Рис. 7.19. Зависимость КПД η_e газожидкостных рефрижераторов от производительности Q_e.

ных рефрижераторов на графике рис. 7.19. Видно, что η_e существенно уменьшается при снижении Q_e, особенно для микроустановок ($Q_e <$ $<$500 Вт). Из этого же графика видно, как зависит η_e от температурного уровня криостатирования. Уменьшение η_e при снижении T_0 связано с неизбежным ростом при прочих равных условиях потерь от необратимости вследствие конечной разности температур ΔT_{m-n}, а также от теплопритоков через изоляцию.

Таблица 7.2

Энергетические характеристики парожидкостных криорефрижераторов

Тип криорефрижераторов	Температурный уровень T_0, К	Холодопроизводительность Q, Вт	КПД η_e, %
С дроссельной *СОО* (Линде):			
на азоте	77	5	2,2
на смеси	80	10	4,4
	80	100	18,2
С дроссельной *СОО* и детанденрной *СПО*	30	10	15,8
С детандерной *СОО*	4,5	5	7,1
и детандерной *СПО*	4,5	100	12,6

7.6. КРИОРЕФРИЖЕРАТОРЫ РАСТВОРЕНИЯ

Наиболее низкий температурный уровень T_0, который может быть достигнут описанными в § 7.4 и 7.5 рефрижераторами, определяется тем-

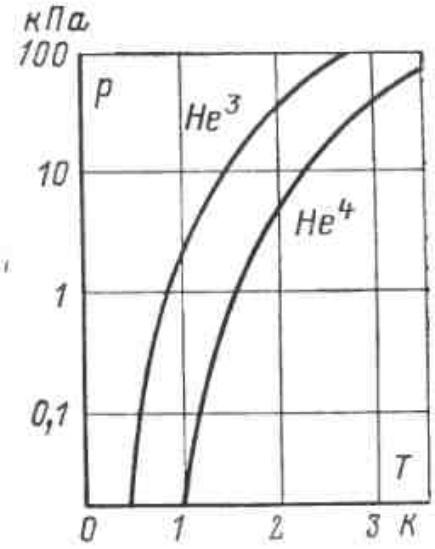


Рис. 7.20. График зависимости упругости насыщенного пара He^3 и He^4 от температуры.

пературой кипения криоагента при давлении в испарителе. При использовании гелия He^4 в дроссельно-эжекторной ступени, работающей в режиме T, может быть получена температура 1,9—2 К, что соответствует давлению 2,7 кПа. Дальнейшее понижение давления затруднительно, так как требует включения перед компрессором гелиевого вакуум-насоса и уменьшения гидравлического сопротивления теплообменника. Решение задачи может быть облегчено использованием дополнительной ступени с легким изотопом гелия He^3. При том же давлении — около 2,7 кПа — He^3 испаряется при $T \approx 1{,}2$ К, а при 1,35 кПа обеспечивает весьма низкую температуру $T \approx 1$ К (рис. 7.20). Схема включе-

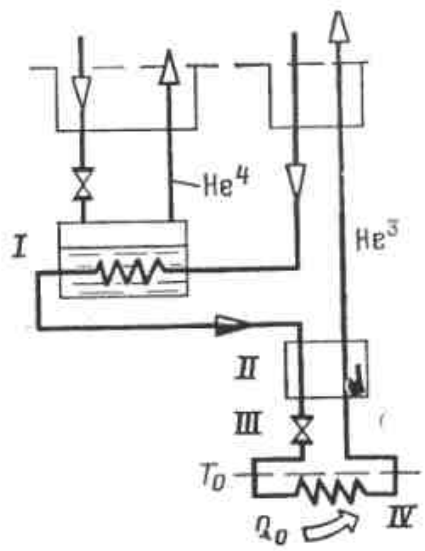


Рис. 7.21. Схема включения дополнительной ступени охлаждения на He^3.

I — ванна предварительного охлаждения кипящим He^4; *II* — регенеративный теплообменник He^3; *III* — дроссель He^3; *IV* — испаритель He^3.

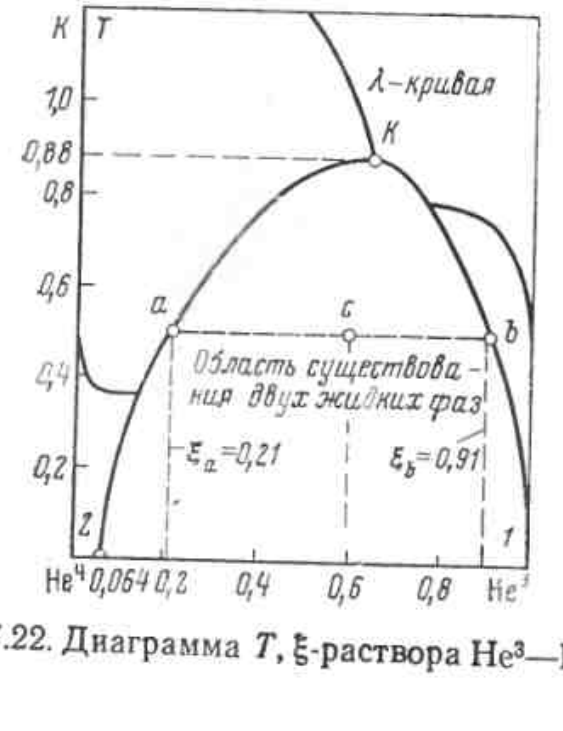


Рис. 7.22. Диаграмма T, ξ-раствора He^3—He^4.

ния ступени с He^3 показана на рис. 7.21.

Во многих случаях возникает необходимость надежно поддерживать в непрерывном режиме значительно более низкие температуры — ниже 0,1 К.

Для этой цели применяют чаще всего так называемые рефрижерато-

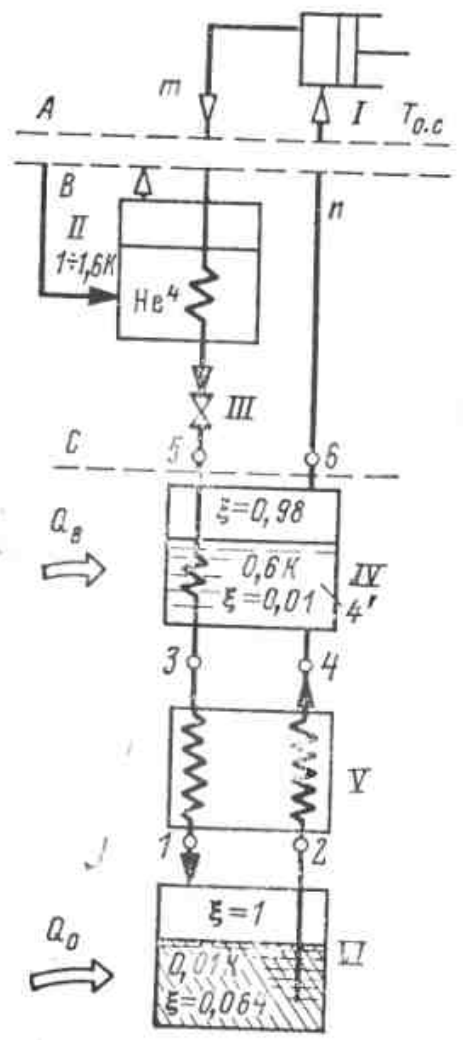


Рис. 7.23. Схема рефрижератора растворения.

ры растворения, работа которых основана на использовании специфических свойств смеси жидких He^4 и He^3.

На рис. 7.22 показана T, ξ-диаграмма раствора He^3—He^4 [29]. При температуре выше 0,88 К He^4 и He^3 полностью взаимно растворимы; однако при температуре ниже этой жидкий раствор разделяется на две фазы. Фаза, более богатая He^4, сверхтекуча; область ее существования ограничена линией *2-a-K*.

Растворимость He^4 в He^3 уменьшается по мере снижения температуры (линия *K-2*), но и при $T \longrightarrow 0$ К предел растворимости соответствует ξ=0,064 (т. е. 6,4%). Растворимость He^4 в He^3 меньше и при $T \longrightarrow 0$ К исчезает полностью (линия *K-1*). В области существования двух жидких фаз (*2-K-1*) в неподвижной жидкости под действием гравитационных сил происходит расслоение. Более тяжелая жидкость (раствор He^3 в He^4) располагается в нижнем слое, а более легкая (раствор He^4 в He^3) — в верхнем.

В 1962 г. Х. Лондон и др. [29] предложили использовать свойства раствора He^3—He^4 для получения низких температур. Эффективный рефрижератор такого типа был создан Б. Негановым с сотрудниками в 1966 г.

Принципиальная схема рефрижератора растворения представлена на рис. 7.23. Температура около 1,6 К получается в обычном гелиевом рефрижераторе (его схема, за исключением *СИО*, на рис. 7.23 не показана).

Поток He^3 (с незначительной примесью He^4) циркулирует в контуре рефрижератора растворения с помощью вакуум-насоса *I*, расположенного в зоне с $T \geqslant T_{o.c}$; нагрев и охлаждение He^3 между уровнями *A* и *B* осуществляются в *СПО* гелиевого рефрижератора.

Сжатый He^3 под давлением 4—7 кПа, выходящий из *СПО*, охлаждается до 1—1,6 К в ванне *II* с He^4. Далее после дросселирования (в качестве дросселя *III* обычно используется капилляр) до 10—1 Па He^3 поступает в ванну *IV* с жидким раствором He^4—He^3 с концентрацией ξ=0,01 (точка *4′* на рис. 7.23), который кипит при температуре около 0,6 К. После дальнейшего охлаждения в регенеративном

теплообменнике *V* жидкий He^3 подается в ванну растворения *VI*. Здесь и протекает процесс внутреннего охлаждения, основанный на специфических свойствах двухфазного жидкого раствора He^3—He^4. Атомы He^3, находящиеся в «верхней» фазе, переходят в «нижнюю», которая соединена через теплообменник *V* с ванной *IV*. Здесь при испарении в пар переходит почти чистый He^3 ($\xi_в$=0,98÷0,99), который отсасывается насосом *I*. Поэтому жидкость в ванне *IV* содержит мало He^3 (ξ=0,01) и He^3 постоянно диффундирует из нижнего слоя жидкости ванны *VI* в ванну *IV*. Таким образом, He^3 непрерывно «проходит сквозь» жидкий He^4 от точки *1* до точки *6*. Переходя в ванне растворения из верхней фазы в нижнюю, атомы He^3 не взаимодействуют с атомами He^4, который находится в сверхтекучем состоянии с $s \longrightarrow 0$; поэтому происходит процесс, аналогичный расширению в вакуум, сопровождающийся охлаждением в результате работы против сил притяжения молекул He^3. Соответствующее тепло Q_0 может быть подведено при T_0, измеряемой сотыми долями кельвина, от охлаждаемого или криостатируемого объекта к ванне *VI*, которая, таким образом, служит и *СОО* и *СИО*.

К ванне *IV* также неизбежно должно подводиться тепло $Q_в$. Это объясняется тем, что общая теплоемкость прямого потока He^3 в процессе *3-1* намного (более чем в 7 раз) меньше, чем обратного в процессе *2-4*; в результате $\Delta T_{3-1} \gg \Delta T_{2-4}$ и соответственно $\Delta T_{3-4} \gg \Delta T_{1-2}$. Тепло $Q_в$ расходуется на дополнительный подогрев He^3 с T_4 до T'_4 и испарение жидкости в ванне *IV*. Дополнительную холодопроизводительность $Q_в$ на уровне около 0,6 К можно использовать для теплового экранирования и, если есть подходящий объект, для его криостатирования. В противном случае приходится специально подводить тепло извне (например, электроподогревом).

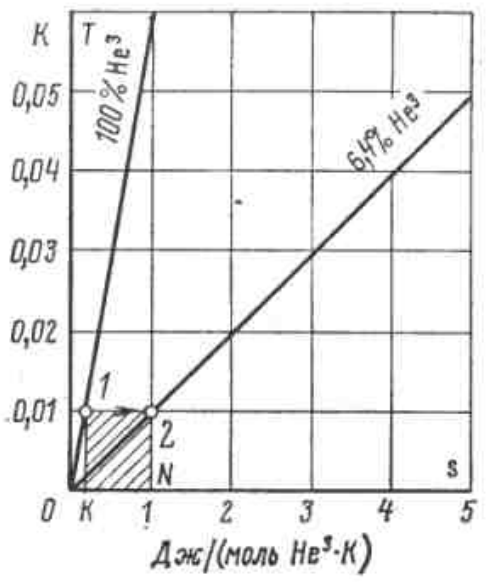


Рис. 7.24. $s=f(T)$ для He^3 и раствора с ξ=0,064.

На рис. 7.24 показана зависимость энтропии от температуры He^3 и раствора с ξ=0,064 (6,4% He^3).

Холодопроизводительность q_0, получаемая в процессе растворения He^3 с ξ_1=0,01 до ξ_2=0,064, равная $(s_2-s_1)T_0$, изображается на *T*, *s*-диаграмме площадью *12NK* (пример относится к T_0=0,01 К).

Эксергетический КПД реальной ступени растворения в интервале 0,01—0,04 К меняется от 0 до 0,04. В итоге КПД установки в целом $\eta_e=\eta_{предв}\eta_{раст}$ не превышает 0,0004 при T=0,04 К и стремится к нулю при $T \approx$0,01 К.

Однако, несмотря на невысокий эксергетический КПД по сравнению с установками для температур выше 1 К, рефрижераторы на основе растворения He^3 и He^4 сохраняют положительные качества, присущие установкам более высокого температурного уровня: сравнительно высокую холодопроизводительность, относительную простоту, непрерывность действия и, наконец, возможность работы в магнитных полях. Более подробно рефрижераторы растворения и другие, в которых используются квантовые эффекты, описаны в [29].

7.7. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНАЯ ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

Обеспечение эффективной теплоизоляции холодильных и криогенных систем имеет важное значение и во многом определяет их энергетические и технико-экономические показатели. Величина $Q_{из}$ входит во все уравнения энергетического баланса рефрижераторов и других низкотемпературных систем. Работа, которую необходимо затратить на компенсацию теплопритоков через изоляцию,

$$L=\Sigma Q_{из}\tau_e/\eta_e, \qquad (7.22)$$

где $Q_{из}$ — тепловой поток через изоляцию на уровне температуры соответствующей части системы; τ_e —

коэффициент работоспособности тепла, определяемый температурой T данной части системы; η_e — эксергетический КПД системы, посредством которой производится отвод в окружающую среду тепла $Q_{из}$ с уровня T.

Значение $Q_{из}$, Вт, вычисляется по разным формулам в зависимости от вида изоляции. Если перенос тепла может быть выражен через коэффициент теплопроводности λ, то $Q_{из}=\lambda F(T_{о.с}-T)$. При переносе тепла излучением

$$Q_{из}=F\varepsilon_{п}\sigma\left[(T_{о.с}/100)^4-(T/100)^4\right], \quad (7.23)$$

где $\varepsilon_{п}$ — приведенный коэффициент черноты; σ — постоянная Стефана—Больцмана, $\sigma=5{,}67$ Вт/(м$^2\cdot$К^4).

Так как температура T в разных частях установки различна, то расчет величин $Q_{из}$, входящих в формулу (7.23), делается отдельно для каждой части установки, в которой может быть принято некоторое усредненное значение T.

Очевидно, что при прочих равных условиях $Q_{из}$ тем больше, чем ниже T. Значение F связано с масштабным фактором: чем больше производительность установки, тем при прочих равных условиях меньшая поверхность F изоляции приходится на единицу холодопроизводительности (так как поверхность установки растет медленнее, чем ее объем). Поэтому удельные потери через изоляцию $q_{из}=Q_{из}/G$ (где G— расход циркулирующего рабочего тела) уменьшаются по мере роста единичной производительности установки.

Отвод в окружающую среду тепла $Q_{из}$ ложится дополнительной нагрузкой на тот же рефрижератор, который производит Q_0 полезного холода. Значение η_e, определяющее эффективность этого отвода тепла, тем ниже, чем ниже T, поскольку каждая добавочная ступень охлаждения вносит свои дополнительные потери d_i, увеличивающие знаменатель формулы (7.22).

В конечном итоге получается, что удельная работа $L/Q_{из}$ тем меньше, чем выше качество изоляции, больше производительность установки, выше температура T элементов конструкции, воспринимающих теплоприток извне, и, наконец, выше КПД η_e используемого в установке цикла или квазицикла. Естественно, что при конструировании установки стремятся к тому, чтобы значение L из формулы (7.22) было как можно меньше.

Тепловая изоляция низкотемпературных аппаратов, машин, установок и сосудов осуществляется различными способами [21].

Изоляция из порошковых или волокнистых материалов **в воздухе при атмосферном** давлении. Этот вид изоляции наиболее прост и дешев. Он применяется для аппаратов и машин, работающих при температуре не ниже 80—90 К. При более низких температурах в холодных слоях изоляции, близких к поверхности аппаратов и трубопроводов, происходит конденсация воздуха.

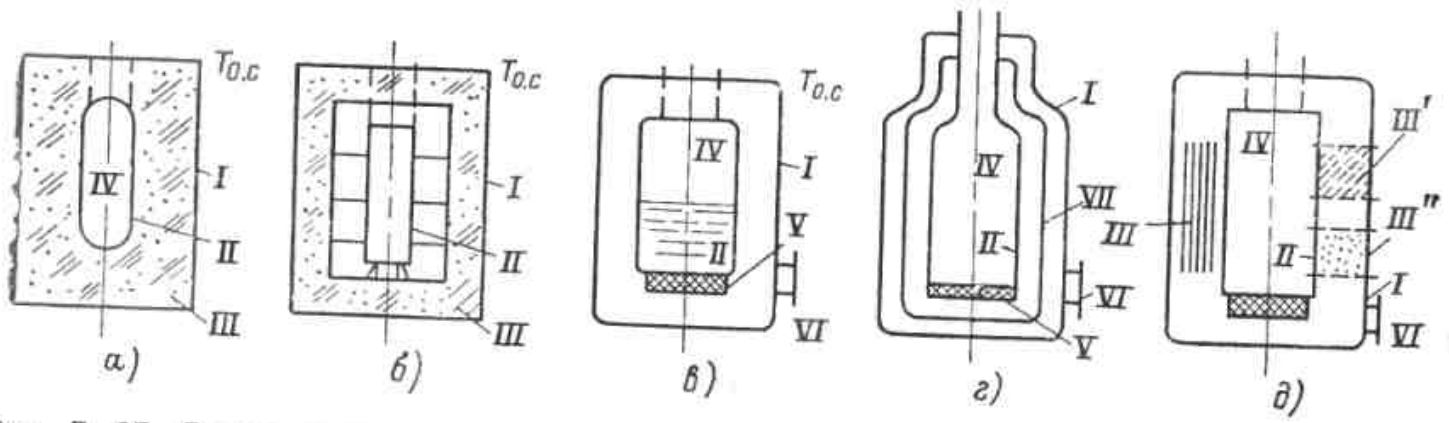


Рис. 7. 25. Схемы различных видов низкотемпературной изоляции.

а, б — газонаполненная изоляция; *в, г* — высоковакуумная изоляция; *д* — высоковакуумная изоляция с заполнением; *I* — наружный кожух; *II* — внутренний кожух; *III* — насыпная изоляция; *IV* — внутренняя полость; *V* — адсорбент; *VI* — штуцер для откачки; *VII* — экран.

Толщина слоя изоляции зависит от температуры изолируемых объектов и их размеров и составляет 100—500 мм. При изолировании мелких и средних агрегатов изоляцией заполняется все пространство между кожухом и аппаратами (рис. 7.25,*а*). В более крупных установках кожух делается двустенным; промежуток между наружной и внутренней стенками заполняется изоляцией (рис. 7.25,*б*). Холодные агрегаты помещают внутрь получаемого таким образом короба, устанавливая при необходимости горизонтальные перегородки для уменьшения конвекции.

Наиболее распространенными материалами для такой изоляции служат минеральная и стеклянная вата, стекловолокно, порошки аэрогель и кремнегель, а также мипора — материал в виде пористых блоков с размерами пор 0,1—0,3 мм.

Коэффициенты теплопроводности этих материалов [43] находятся в пределах 0,06—0,01 Вт/(м·К).

Если перечисленные материалы поместить в среде не воздуха, а другого газа, то их теплопроводность изменится. В первом приближении можно считать, что эта величина уменьшается пропорционально снижению теплопроводности газа, заполняющего изоляцию.

Высоковакуумная изоляция. Этот вид изоляции наиболее распространен в лабораторной технике низких температур и в промышленности, где он используется в малых и средних установках и сосудах для конденсированных газов. Принцип этого вида изоляции, разработанной Д'Арсонвалем, а затем Д. Дьюаром в конце прошлого века, состоит в том, что между холодной и теплой поверхностями создается вакуум 1 мкПа и ниже. В этих условиях теплопередача происходит в основном посредством излучения.

Значение $\varepsilon_п$ в формуле (7.23) определяется коэффициентами черноты ε_1 и ε_2 каждой из поверхностей *I* и *II* (рис. 7.25) и их формой. Для параллельных плоских стенок

$$\varepsilon_п = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1},$$

для коаксиальных цилиндров и концентрических сфер

$$\frac{1}{\varepsilon_п} = \frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{F_1}{F_2}(1/\varepsilon_2 - 1),$$

где F_1 и F_2 — соответственно размеры поверхностей I и II.

Коэффициенты черноты ε для некоторых материалов, применяемых в низкотемпературной технике, приведены в табл. 7.3.

Как видно из данных таблицы, лучшие материалы для внутренних стенок, обращенных в сторону вакуума, — серебро и медь; полировка поверхности существенно снижает значение ε.

Таблица 7.3

Коэффициенты черноты ε поверхности некоторых материалов

Материал	Температура, К		
	4,2	78	300
Алюминий электрополированный	0,011	0,018	0,03
Латунь прокатная	—	—	0,06
Медь механически полированная	0,015	—	0,03
Медь электрополированная	0,0062	0,015	—
Серебро	—	0,01	0,022
Сталь нержавеющая	—	0,048	—
Материалы неметаллические	—	—	0,8

Тепловой поток, передаваемый между двумя полированными плоскими медными поверхностями ($F_1=F_2=1$ м²) с $T_1=300$ К $T_2=78$ К, составляет около 12 Вт. Это примерно в 12—15 раз меньше, чем тепловой поток через 1 м² газонаполненной порошковой изоляции толщиной 300 мм.

Принципиальная схема сосуда с вакуумной изоляцией приведена на рис. 7.25,*в*.

На рис. 7.26 показан разрез сосуда Дьюара с вакуумной изоляцией, предназначенного для хранения или транспортирования жидкого кислорода, азота или аргона. Он состоит из медных шаров *I* и *II*. Внутренний шар *I*, содержащий жидкость, подвешен на тонкостенной трубке из материала с малой теплопроводностью.

Вакуум в пространстве между шарами после откачки через штуцер *VI* поддерживается адсорбентом *IV* (силикагель, активированный уголь, цеолиты). Сорбент поглощает остаточный газ, выделяющийся из стенок в процессе эксплуатации.

Газ, образующийся в сосуде вследствие испарения жидкости, выходит в атмосферу (в крупных сосудах — в газгольдер).

Тепловой поток, передаваемый излучением, может быть значительно уменьшен, если между теплой и холодной поверхностями поместить в вакуумную зону охлаждаемый металлический экран, имеющий температуру $T<T_{о.с}$. Если, например, в сосуде для жидкого водорода установить экран, охлаждаемый жидким азотом, то тепловой поток к водороду (а следовательно, его испарение) уменьшится во много раз. Основная часть теплового потока будет отведена азотом, ожижение которого требует меньших затрат работы.

Рассмотрим количественные соотношения, определяющие уменьшение потерь при использовании охлаждаемых экранов.

Обозначим тепловой поток, проходящий от теплой стенки с температурой T_1 к холодной с температурой T_2 (экран от-

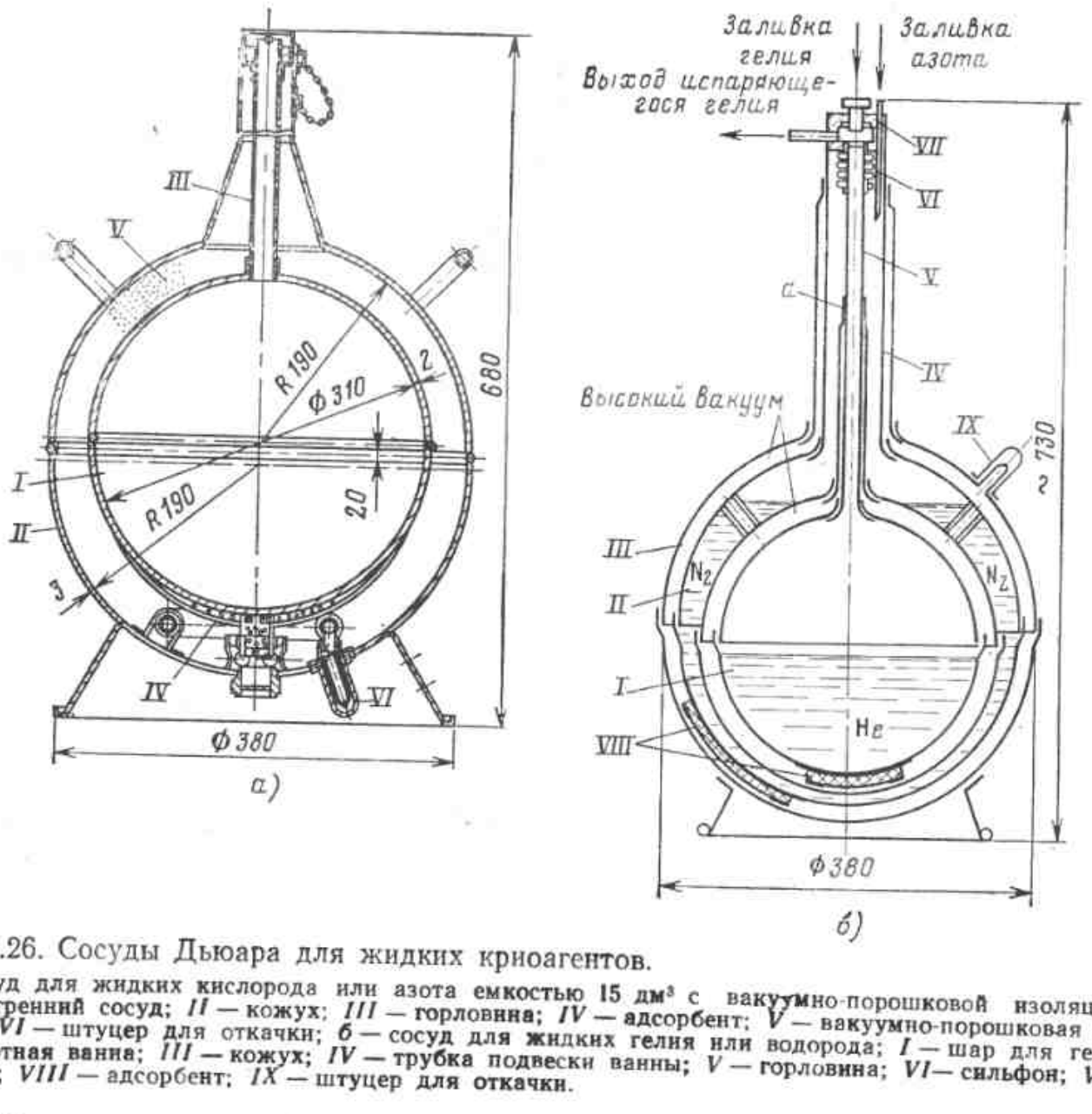


Рис. 7.26. Сосуды Дьюара для жидких криоагентов.

а — сосуд для жидких кислорода или азота емкостью 15 дм³ с вакуумно-порошковой изоляцией; *I* — внутренний сосуд; *II* — кожух; *III* — горловина; *IV* — адсорбент; *V* — вакуумно-порошковая изоляция; *VI* — штуцер для откачки; *б* — сосуд для жидких гелия или водорода; *I* — шар для гелия; *II* — азотная ванна; *III* — кожух; *IV* — трубка подвески ванны; *V* — горловина; *VI* — сильфон; *VII* — крышка; *VIII* — адсорбент; *IX* — штуцер для откачки.

сутствует), через q; тепловой поток между той же теплой стенкой и экраном (с температурой T) — через q_1 и тепловой поток между экраном и холодной стенкой — через q_2. Тогда в соответствии с уравнением (7.23)

$$q=\varepsilon_{\text{п}}\sigma[T^4_1/100^4-T^4_2/100^4].$$

Принимая $F_1=F_{\text{м}}=F_2$, чему соответствует $\varepsilon_{\text{п}}=\text{const}$, получаем:

$$q_1=\varepsilon_{\text{п}}\sigma[T^4_1/100^4-T^4/100^4];$$

$$q_2=\varepsilon_{\text{п}}\sigma[T^4/100^4-T^4_2/100^4].$$

Отсюда

$$q_2/q=(T^4-T^4_2)/(T^4_1-T^4_2); \qquad (7.24)$$

$$q_1/q=(T^4_1-T^4)(T^4_1-T^4_2).$$

Если $T_1=300$ К, $T_2=20$ К и $T_{\text{м}}=80$ К, то

$$q_2/q=(80^4-20^4)/(300^4-20^4)=1/200;$$

$$q_1/q=(300^4-80^4)/(300^4-20^4)=0{,}995.$$

Работа, необходимая для отвода теплового потока, проникающего через изоляцию из окружающей среды, в первом случае (без экрана)

$$l=q\tau_{e,2}/\eta_e, \qquad (7.25)$$

где $\tau_{e,2}$ — коэффициент работоспособности тепла при T_2.

Если принять η_e для холодильных установок на разных температурных уровнях одинаковым, то при использовании экрана затрата работы на отвод тепла составит:

$$l_{\text{э}}=[\tau_{e,2}q_2+\tau_{e,1}(q_1-q_2)]/\eta_e, \qquad (7.26)$$

где $\tau_{e,1}$ — коэффициент работоспособности тепла при температуре экрана.

Отношение работ в первом и втором случаях определится:

$$\frac{l_{\text{э}}}{l}=\frac{\tau_{e,2}q_2+\tau_{e,1}(q_1-q_2)}{\tau_{e,2}q} \qquad (7.27)$$

Для рассматриваемого примера

$$l_{\text{э}}/l=(14\cdot 1+2{,}75\cdot 199)/14\,200=1/5.$$

Таким образом, затрата работы на отвод тепла для поддержания изолируемого объекта при постоянной температуре введением экрана уменьшается в рассматриваемом случае более чем в 5 раз. Практически разница будет еще больше, так как η_e уменьшается с понижением температуры.

Иногда охлаждаемые экраны соединяют с горловиной сосуда Дьюара, как показано на рис. 7.25,*г*. В этом случае тепло

отводится от экрана холодным паром, выходящим из сосуда.

Сосуд для жидкого водорода или гелия с азотным экраном показан на рис. 7.26,*б*.

В некоторых случаях вакуумное пространство заполняется каким-либо легко конденсирующимся газом, например углекислым CO_2. При подаче во внутренний сосуд или трубопровод низкотемпературной жидкости газ конденсируется и в виде снега выпадает на поверхность; давление в вакуумном пространстве снижается (в случае использования CO_2 при давлении ниже 0,1 мкПа). При отогреве в нерабочее время в изолирующем пространстве автоматически поддерживается давление, несколько превышающее атмосферное.

Вакуумно-порошковая изоляция. В сосудах и установках с высоковакуумной изоляцией основную часть теплопритока составляет тепловое излучение. Одним из способов, позволяющих уменьшить теплоприток от излучения, является заполнение вакуумного пространства мелким порошком. Схема такого сосуда показана на рис. 7.25,*д* (порошок *III″*). Потери из-за увеличения теплопроводности обычно ниже, чем выгода от уменьшения теплового излучения. Кроме того, порошки уменьшают теплоприток, связанный с теплопроводностью остаточного газа. Такая изоляция впервые была также разработана Дьюаром.

Этот способ изоляции нашел применение главным образом для больших сосудов с ожиженными газами. Его основные практические преимущества состоят в следующем:

1. Достаточно иметь вакуум 1—0,1 Па, т. е. на два-три порядка меньше, чем в высоковакуумной изоляции. Такой вакуум легко достигается при помощи механических вакуумных насосов. Теплопроводность изоляции в этих условиях составляет менее 10% ее значения при атмосферном давлении.

2. В больших сосудах можно сделать вакуумно-порошковую изоляцию такой толщины, при которой теплоприток будет меньше, чем при высоковакуумной изоляции.

3. Порошки обладают адсорбционными свойствами и, поглощая газ, способствуют поддержанию вакуума.

4. Полирования поверхностей, выходящих в полость, где размещена изоляция, не требуется.

5. При нарушении герметичности вакуумная изоляция полностью выходит из строя; вакуумно-порошковая теряет свои изоляционные свойства только частично, превращаясь в обычную порошковую.

Разработаны также новые виды вакуумно-порошковой изоляции, состоящей из изолирующего малотеплопроводного порошка с примесью тонких металлических, например медных или алюминиевых, чешуек (поз. *III′* на рис. 7.25,*д*). Чешуйки, отражая излучение, делают порошок почти непроницаемым для теплового излучения, что позволяет уменьшить кажущийся коэффициент теплопроводности изоляции еще примерно в 10 раз по сравнению с обычной вакуумно-порошковой изоляцией.

Недостатки вакуумно-порошковой изоляции связаны с трудностью откачки из нее воздуха и некоторым повышением теплоемкости оборудования, что увеличивает потери при охлаждении.

Вакуумно-многослойная изоляция. Если в вакуумном пространстве поместить между теплой и холодной поверхностями один или несколько изолированных металлических экранов (поз. *VII* на рис. 7.25,*д*), то лучистый теплоприток к холодной стенке уменьшится примерно в $n+1$ раз, где n — число экранов. По этому принципу разработана изоляция, состоящая из чередующихся слоев материала с высокой отражательной способностью, например алюминиевой фольги, разделенных слоями малотеплопроводного тонкого материала, например стеклянной бумаги или ткани из тонких волокон. Такая вакуумно-многослойная изоляция дает наибольший изолирующий эффект из всех известных видов изоляции. Дополнительное достоинство такой изоляции состоит в том, что она в некоторой степени может служить опорой для внутреннего холодного сосуда.

Ниже дана средняя эффективная теплопроводность (в интервале температур 290—90 К), 10^{-3} Вт/(м·К), лучших образцов различных видов изоляции:

Порошковая изоляция при атмосферном давлении	140—325
Вакуумно-порошковая	3,5—5,9
Вакуумно-порошковая с металлическими чешуйками	0,34
Вакуумно-многослойная	0,05

Применение последних двух видов изоляции позволяет свести потери от теплопритока извне через изоляцию к минимуму. В этих условиях большую роль играют теплопритоки по «тепловым мостам» — опорам, подвескам и трубопроводам, проходящим через изоляцию, которые снижают путем применения специальных конструкций опор с большим термическим сопротивлением.

Глава восьмая

Ожижение и замораживание газов. Низкотемпературное разделение газовых смесей

8.1. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ ОЖИЖЕНИЯ, ЗАМОРАЖИВАНИЯ И НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ

Технические системы класса L предназначены для получения при $T \ll T_{о.с}$ конденсированных (ожиженных, замороженных и шугообразных) веществ, газообразных при температуре окружающей среды.

Системы класса D предназначены для низкотемпературного разделения смесей на чистые компоненты или фракции, отличающиеся по составу от исходной смеси. Продукты разделения, получаемые в таких системах, могут быть как в конденсированном состоянии при $T \ll T_{о.с}$ (класс LD), так и газообразном при $T = T_{о.с}$, $p \approx p_{о.с}$ (класс D). Все они имеют много общих черт с трансформаторами тепла классов R, H и HR. Вместе с тем системы классов L, D, LD характеризуются многими специфическими признаками. Большинство из них определяется тем, что они обязательно включают либо простой разомкнутый процесс, либо квазицикл (либо и то и другое). Другими словами, установки классов L, D и LD — всегда открытые термодинамические системы.

Все эти особенности, определяющие как их сходство с трансформаторами тепла R, H и HR, так и отличия, связаны с тем, что все системы L, D и LD представляют собой не что иное, как сочетание («гибрид») двух подсистем. Первая из них — трансформатор тепла того или иного вида, вторая—технологическая часть установки, в которой совершается либо перевод вещества в конденсированное состояние (в L-системах), либо разделение смеси (в D-системах), либо, наконец, и то и другое (в LD-системах).

Назначение трансформатора тепла в L-системах состоит в том, чтобы отводить тепло в окружающую среду от газа (или от нескольких газов одновременно) во всем интервале температур при его переходе от $T_{о.с}$ до конечного конденсированного состояния с $T \ll T_{о.с}$. В LD- и D-системах трансформатор тепла, как будет показано ниже, должен выполнять более сложную задачу: наряду с отводом тепла в окружающую среду подводить некоторое количество тепла при $T < T_{о.с}$ к испарительной технологической части системы.

Характер связи подсистемы — трансформатора тепла с технологической подсистемой — может быть самым различным. Существуют технические системы D-, L и LD-системы, в которых трансформатор тепла полностью отделен от технологической части, и связь между ними осуществляется только посредством теплообмена (внешнее крио- или хладообеспечение). В других случаях, напротив, цикл (или квазицикл) трансформатора тепла органически входит в технологическую часть, а в качестве рабочего тела в нем используется конденсируемый газ, разделяемая смесь или продукты ее разделения (внутреннее крио- или хладообеспечение). Существуют и системы, в которых сочетаются оба варианта. Выбор того или иного решения в каждом случае определяется технико-экономическими соображениями.

Структура каждой из систем (L, D и LD) обусловливается прежде всего тем, какую роль в ней играет подсистема трансформатора тепла. В установках L она наибольшая; поэтому они по структуре очень близки к R_s-системам. Аналогичны также методы их расчета и оптимизации. В установках D и DL, как правило, определяющую роль играет технологическая (разделительная) подсистема; поэтому их структура в целом сложнее и больше отличается от трансформаторов тепла, особенно в *СОО*. Однако и в этом случае структура подсистемы крио- и хладообеспечения аналогична структуре R_s-систем.

Рассмотрение L-систем, как и LD- и D-систем, начнем в каждом случае с анализа идеальных процессов, а затем перейдем к техническим.

8.2. ИДЕАЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ ОЖИЖЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ (КОНДЕНСИРОВАНИЯ) ГАЗОВ

Рассмотрим с помощью T, s-диаграммы процессы перевода газа в жидкое и твердое состояние (рис. 8.1). Начальное состояние газа соответствует условиям окружающей среды $T_{о.с}$, $p_{о.с}$. Будем рассматривать только те случаи, когда $T_{о.с} > T_{кр}$, т. е. условия, при которых начальная температура газа выше критической. При $T_{о.с} < T_{кр}$ ожижение газа не представляет существенных трудностей, так как может быть достигнуто изотермическим сжатием, без применения других процессов.

Начальное давление $p_{о.с}=0{,}1$ МПа для всех газов, применяемых в технике низких температур, ниже критического давления $p_{кр}$. Поэтому на рис. 8.1 рассматривается

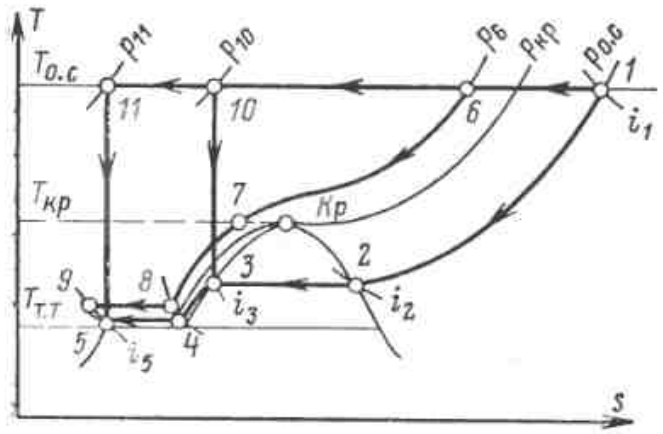


Рис. 8.1. Процессы перевода газа в жидкое и твердое состояние в T, s-диаграмме.

случай, когда в начальной точке *1* давление $p_{о.с} < p_{кр}$.

Если охлаждать газ при постоянном давлении $p_{о.с}$, отводя тепло в окружающую среду с помощью какой-либо вспомогательной холодильной или криогенной установки R, то температура газа будет понижаться до тех пор, пока не будет достигнута точка *2*. При дальнейшем отводе тепла, проходящем в области влажного пара, температура не будет понижаться, а будет уменьшаться энтальпия до тех пор, пока весь пар не перейдет в жидкость (точка *3*). Таким образом, газ будет переведен в жидкость при том же давлении. Количество тепла, которое необходимо отвести от вещества в процессе ожижения, $q_{ож}=i_1-i_3$. Минимальная работа, необходимая для обратимого проведения этого процесса, равна разности эксергий в конечном и начальном состояниях $l_{ож}=e_3-e_1$. Если необходимо получить вещество в твердом состоянии, процесс отвода тепла нужно продолжить. Понижение температуры жидкости приведет к началу ее затвердевания (точка *4*). При дальнейшем отводе тепла вещество перейдет при постоянной температуре $T=T_4$ сначала в состояние двухфазной смеси (жидкость+ +твердое тело, т. е. шуга), а затем в твердое, отображаемое на диаграмме точкой *5*. Тепло, которое необходимо отвести для перевода единицы массы из точки *1* в точку *5*, будет больше, чем при ожижении и равно $q_{замор}=i_1-i_5$, а минимальная работа $l_{замор}=e_5-e_1>l_{ож}$.

Перевод газа в жидкое и твердое состояния может быть осуществлен и при давлении, превышающем $p_{о.с}$. Для этого вещество нужно сжать при $T_{о.с}$ до соответствующего давления. Если это давление $p<p_{кр}$, то процесс будет идти аналогично описанному с той лишь разницей, что конденсация будет начинаться и проходить при более высокой температуре, а тепло конденсации r будет меньше i_2-i_3. При дальнейшем повышении начального давления температура конденсации будет повышаться, а значение r — уменьшаться, пока при $p_{кр}$ температура конденсации не сравняется с $T_{кр}$, а r будет равно 0. При сверхкритическом давлении $p_6>p_{кр}$ газ переходит в жидкое состояние также при $T_{кр}$ (точка *7*), но без постепенной конденсации. Дальнейший переход в шугу, а затем и в твердое состояние (процесс *7-8-9*) проходит так же, как и при других давлениях. (Практически при давлениях, применяемых в трансформаторах тепла, изобары в областях, лежащих левее пограничной кривой жидкости, расположены настолько близко одна к другой, что в некоторых T, s- и i, s-диаграммах почти сливаются.)

Если сравнить процесс перевода вещества в конденсированное состояние, проходящий при $p_{о.с}$, с процессами, проводимыми при более высоких давлениях $p>p_{о.с}$,

то можно заметить, что первый принципиально отличается от остальных. В первом случае переход в жидкое или твердое состояние достигается только путем отвода тепла от вещества во всем интервале температур — от $T_{о.с}$ до конечной. В остальных случаях вещество подвергалось еще предварительному изотермическому сжатию; при этом часть тепла отводилась в процессе сжатия при $T=T_{о.с}$, а не при $T<T_{о.с}$.

Чем выше давление предварительного сжатия, тем больше доля тепла, отводимая при $T=T_{о.с}$. Можно представить себе такой процесс ожижения или замораживания, при котором все тепло отводится только в процессе сжатия при $T=T_{о.с}$. Для этого газ нужно сжать изотермически до такого давления, чтобы можно было его охладить до нужной температуры адиабатно без отвода тепла. Так как в координатах T, s адиабата проходит вертикально, точка, соответствующая концу сжатия, должна находиться на одной вертикали с конечной точкой процесса. Поэтому, чтобы получить в конце расширения жидкость в состоянии *3*, нужно сжать газ до давления p_{10}, а затем адиабатно расширить до давления $p_{о.с}$ (процесс *1-10-3*). Аналогично, чтобы получить твердое тело в состоянии *5*, нужно сжать газ до давления p_{11}, чтобы при адиабатном расширении попасть в точку *5* (процесс *1-11-5*).

Таким образом, идеальный процесс конденсирования газа может быть проведен тремя способами:

1) отводом тепла при неизменном давлении $p_{о.с}$ и температурах, изменяющихся от $T_{о.с}$ до температуры фазового превращения;

2) отводом части тепла при $T_{о.с}$ в процессе изотермического сжатия с последующим изобарным охлаждением при понижающихся температурах;

3) изотермическим сжатием газа с отводом тепла при $T_{о.с}$ с последующим адиабатным расширением до конечного состояния при $p_{о.с}$.

В первом процессе для конденсирования газа необходима какая-либо система R, работающая за счет затраты работы.

Во втором процессе работа, необходимая для конденсирования, частично затрачивается на предварительное сжатие и частично на систему R.

В третьем процессе переход в конденсированное состояние совершается только в результате сжатия и расширения самого конденсирующегося вещества. Необходимая для этого работа затрачивается только на сжатие (часть работы, затраченной на сжатие, возвращается при последующем расширении). Этот процесс не применяется в технике, так как для его осуществления необходимы давления в сотни тысяч мегапаскалей.

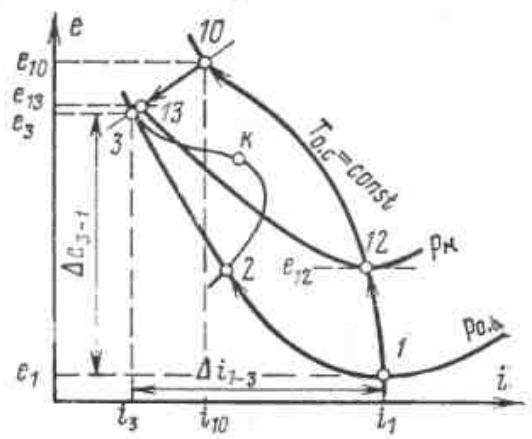


Рис. 8.2. Процессы перевода газа в жидкое и твердое состояние в *e*, *i*-диаграмме.

Во всех трех случаях при обратимом проведении процессов суммарная работа должна быть одинаковой при одних и тех же начальных и конечных параметрах и равна разности эксергий

$$l_{мин}=e_к-e_н, \qquad (8.1)$$

где индекс «н» относится к начальному состоянию, а «к» — к конечному.

Значение $l_{мин}$ может быть определено непосредственно по *e*, *i*-диаграмме данного вещества. Применительно к ожижению эта величина показана на *e*, *i*-диаграмме на рис. 8.2 для всех трех процессов. Первый процесс изображается линией *1-2-3*. Работа в этом случае $l_{о.ж}=e_3-e_1$, отводимое тепло $q_{о.ж}=i_1-i_3$. Второй процесс — линией *1-12-13-3*. На сжатие в компрессоре затрачивается работа $l_{с.ж}=e_{12}-e_1$, на охлаждение — работа $l_0=e_{13}-e_{12}$ (отводимое при этом тепло равно $i_{12}-i_{13}$). Воз-

Таблица 8.1

Минимальная работа ожижения и замораживания, а также теплоты ожижения и замораживания различных криоагентов при $p_{о.с}=0{,}1$ МПа и $T_{о.с}=293$ К, кДж/кг

Хладо- или криоагент	Ожижение		Замораживание	
	$l_{ож}$	$q_{ож}$	$l_{замор}$	$q_{замор}$
Аргон	462,5	270,0	547,2	302,5
Азот	730,5	421,0	1121,0	470,0
Водород (нормальный)	15500,0	3860,0	13800,0	4000,0
Воздух	710,0	421,0	—	—
Гелий-4	6633,0	1527,0	—	—
Метан	1050,0	900,0	1320,0	1030,0
Неон	1572,0	361,0	1812,0	383,0
Окись углерода	733,0	440,0	1538,0	685,0
Двуокись углерода	208*	363*	309,0	656,0
Кислород	615,0	398,0	861,0	476,6

* $p=6$ МПа (тройная точка).

вращаемая при изэнтропном расширении работа равна $l_д = e_{13} - e_3$. Суммарная затрата работы $l_{мин} = e_{12} - e_1 + e_{13} - e_{12} - (e_{13} - e_3) = e_3 - e_1$. Наконец, в третьем процессе *1-12-10-3* при изотермическом сжатии затрачивается работа $e_{сж} = e_{10} - e_1$ (при этом отводится тепло $i_1 - i_{10}$) и при изэнтропном расширении возвращается работа $e_д = e_{10} - e_3$. Суммарная затрата работы остается прежней $l_{мин} = e_{10} - e_1 - (e_{10} - e_3) = e_3 - e_1$.

В табл. 8.1 приведены значения минимальной работы $l_{мин}$ ожижения и замораживания ряда газов при давлении 0,1 МПа. В этой же таблице даны количества тепла, которые необходимо отвести при изобарном ожижении и замораживании этих газов.

Из таблицы видно, что наибольшее значение работы как ожижения, так и замораживания (так же, как и $q_{ож}$ и $q_{замор}$), отнесенное к единице массы, характерно для водорода. Однако в пересчете на объемные единицы эти соотношения меняются. Например, неон, который примерно в 17 раз плотнее водорода, будет иметь объемные $l_{ож}$ и $l_{замор}$, большие, чем водород.

8.3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ОЖИЖЕНИЯ И ЗАМОРАЖИВАНИЯ ГАЗОВ

Ожиженные и замороженные газы (O_2, N_2 CO_2, CH_4, H_2, He_4, Ne) находят широкое применение в качестве хладоагентов как в промышленности, так и для научно-исследовательских работ. Некоторые из них используются в технике как горючее и окислители в реактивных двигателях (жидкие кислород, водород *, фтор и др.). Большое количество газов ожижается для транспортировки, так как перевозка и хранение промышленных газов в жидком и твердом состоянии в большинстве случаев более выгодны, чем в газообразном.

Процессы, непосредственно связанные с ожижением и замораживанием газов, принадлежат к числу весьма энергоемких. Так, электрическая мощность установки производительностью 1 т/ч составляет: для сухого льда CO_2 125—150 кВт,

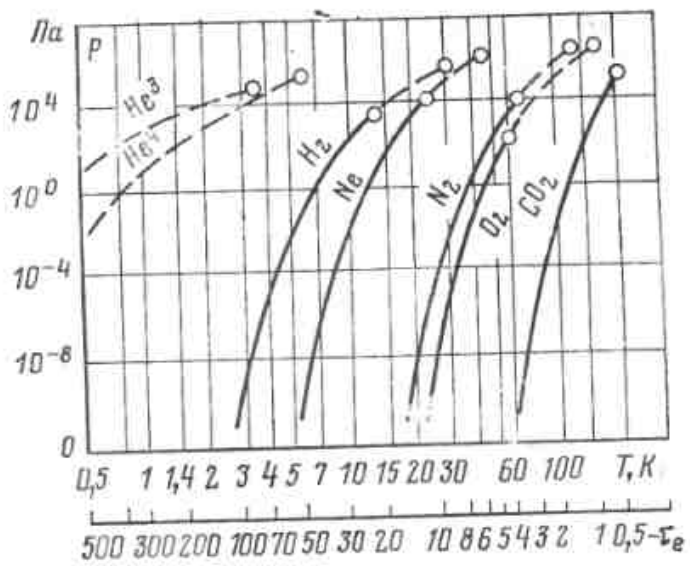


Рис. 8.3. Упругость паров некоторых ожиженных и замороженных газов.

жидкого кислорода 1200—1500 кВт, жидкого водорода $(60—80) \cdot 10^3$ кВт. Эксергетический КПД таких процессов η_e не превышает 20—25%, а в ряде случаев 10%, т. е. расход энергии в 4—10 раз больше соответствующей идеальной работы.

Свойства ожиженных и замороженных газов иллюстрируются графиком на рис. 8.3 и данными табл. 8.2. На графике показаны упругости паров некоторых ожиженных и замороженных газов в зависимости от температуры T и коэффициента работоспособности тепла τ_e. По графику можно судить о том, какую температуру может обеспечить при данном давлении каждый ожиженный или замороженный газ, употребляемый в качестве хладоагента. По значению τ_e можно определить минимальную работу, необходимую для отвода единицы тепла с данного температурного уровня, если $T_{о.с} = 293$ К.

В табл. 8.2 приведены основные физические характеристики наиболее важных ожиженных и замороженных газов.

Технические процессы ожижения и замораживания газов в подавляющем большинстве случаев основаны на процессах, сводящихся ко второму виду идеального процесса ожижения (как и замораживания), т. е. к сочетанию внешнего и внутреннего охлаждения конденсируемо-

* Жидкие водород и кислород как топливо и окислитель для межпланетных ракет были предложены впервые К. Э. Циолковским в 1903 г.

Физические свойства ожиженных и замороженных газов Таблица 8.2

Газ	Жидкость при 0,1 МПА				Твердое тело		
	Температура кипения, К	Теплота парообразования, кДж/кг	Плотность, кг/м³	Объем газа* из жидкости, дм³/дм³	Температура плавления, К	Теплота плавления, кДж/кг	Плотность, кг/м³
Азот N_2	77,4	199,3	808	646	63,2	25,7	947 (63,1 К)
Аргон Ar	87,3	163,0	1403	787	83,9	29,5	1624***
Водород (нормальный) H_2	20,4	449,6	70,9	789	14,0	58,2	86,72***
Воздух (сухой)	78,8	205,6	861	666	60,2	—	—
Гелий-4 He^4	4,2	20,6	125	700	1,0 (p=2,6 МПа)	5,7 (3,5 К)	205,2 (3,84 К)
Двуокись углерода CO_2	194,7**	369,6	1178	596	216,6***	196,9***	1530 (194,16 К)
Кислород O_2	90,2	213,5	1140	798	54,8	13,9	1425 (20,66 К)
Криптон Kr	119,8	107,6	2160	578	116,0	19,7	2830 (78,16 К)
Ксенон Xe	165,0	96,4	3063	520	151,3	17,5	3640 (130,16 К)
Метан CH_4	111,7	510,3	424	592	80,7	58,6	522 (20,16 К)
Неон Ne	27,1	90,9	1204	1338	24,6	16,6	1444 (24,6 К)
Озон O_3	160,8	251,4	—	—	21,8	—	1728 (77,4 К)
Окись углерода CO	82,7	216,2	814	651	68,2	30,5	929 (65 К)
Фтор F_2	84,9	—	1470 (90 К)	—	50,2	13,4	1300 (68,9 К)

* Объем газа дан в кубических дециметрах при 0,1 МПа.
** Сублимация.
*** На уровне тройной точки.

го газа. В некоторых случаях используются системы, основанные на первом идеальном процессе, т. е. целиком на внешнем охлаждении.

Идеальные процессы третьего вида не нашли применения в криогенной технике, как уже указывалось, из-за того, что необходимые давления настолько высоки, что нереализуемы либо технически, либо по технико-экономическим соображениям. При ожижении газов в области холодильной техники, где параметры рабочих тел иные ($T_{кр}$ близка к $T_{о.с}$), процессы третьего вида широко используются.

При реализации в технике процессов второго вида нельзя, естественно, строить криогенный цикл по линиям *2-3-4-2* (рис. 8.1, 8.2), исходя из тех же соображений, по которым практически не используется процесс третьего вида. В реальных условиях применяются известные способы уменьшения интервалов рабочих давлений — каскад и регенерация. Холодильный и криогенный циклы, обеспечивающие внешнее охлаждение, могут осуществляться как самим конденсирующимся хладо- или криоагентом, так и другим (другими) рабочим телом.

Во всех случаях, как уже указывалось выше, структура R-подсистемы, входящей в L-систему, та же, что и описанная в гл. 7; она определяет и структуру L-системы, состоящей из тех же ступеней *СПТ*, *СПО*, *СОО* и *СИО*. В зависимости от вида *СОО* L-системы, как газожидкостные R-системы, разделяются на два вида. В первом из них окончательное охлаждение осуществляется посредством дросселирования, во втором — в детандере. (Для L-систем, предназначенных для получения шуги и замороженных криоагентов, второй вариант не применяется, хо-

тя в принципе использование детандера в *СОО* для этой цели не исключается).

Ожижители с дроссельной *СОО* (Линде)

Схема квазицикла ожижителя Линде и процесс на T, s-диаграмме изображены на рис. 8.4. Как видно из схемы, она отличается от схемы соответствующего рефрижератора (рис. 7.4) тем, что в *СОО* вместо испарителя используется сепаратор, в котором ожиженная часть газа y отделяется и выводится из контура. Это приводит к еще двум важным отличиям L-системы от R_s-системы:

1) система становится открытой; в ней вместо цикла осуществляется квазицикл;

2) в *СПО* прямой m и обратный n потоки становятся неравными; прямой поток (если производительность компрессора принять за единицу) $G_m=1$, а обратный $G_n=1-y$. Чтобы определить результаты этого неравенства потоков, составим прежде всего энергетический баланс системы Линде, аналогичный (7.1):

$$i_2+q_{из}=yi_5+(1-y)i_7, \qquad (8.2а)$$

отсюда

$$y=\frac{i_7-i_2-q_{из}}{i_7-i_5}. \qquad (8.2б)$$

Введя величины $\Delta i_н=i_1-i_7$ и $\Delta i_T=i_7-i_2$ аналогично тому, как это сделано в формуле (7.3), а также учтя, что разность i_1-i_5 представляет собой не что иное, как $q_{ож}$ из табл. 8.1, окончательно получим:

$$y=\frac{\Delta i_T-\Delta i_н-q_{из}}{q_{ож}-\Delta i_н}. \qquad (8.3)$$

Нетрудно видеть, что при $y=0$, когда жидкость из системы не выводится, установка превращается в рефрижератор, вся холодопроизводительность которого тратится на компенсацию теплопритоков через изоляцию; уравнение (8.3) переходит в (7.3) с $q_0=0$.

Уравнение (8.3) показывает, что значение y, т. е. количество получаемого ожиженного газа на единицу газа, поступающего в *СПТ*, тем больше, чем больше изотермический дроссель-эффект Δi_T при температуре сжатого газа на входе в теплообменник *СПО*.

Эти закономерности аналогичны тем, которые определяют максимальную удельную холодопроизводительность R_s-системы Линде.

Составим эксергетический баланс системы Линде (рис. 8.4). Для криоблока действительно равенство

$$e_2=ye_5+(1-y)e'_1+e_{q,из}+\Sigma d_i. \qquad (8.4)$$

Заменив e'_1 на $e_1+\Delta e_{1'-1}$ аналогично тому, как это сделано в (7.4), получим:

$$e_2-e_1=y(e_5-e_1+\Delta e_{1'-1})+e_{q,из}+\Sigma d_i.$$

Разность e_5-e_1 представляет собой минимальную работу ожижения $l_{ож}$ из табл. 8.1, а величина $\Delta e_{1'-1}$ — потерю эксергии от недорекуперации $\Delta e_н$. Тогда окончательно

$$e_2-e_1=yl_{ож}+(1-y)\Delta e_н+e_{q,из}+\Sigma d_i. \qquad (8.5)$$

Таким образом, вводимая в криоблок эксергия (равная идеальной изотермической работе сжатия в *СПТ* единицы массы рабочего тела) тратится на идеальную работу ожижения; потери эксергии от недорекуперации, компенсацию теплопри-

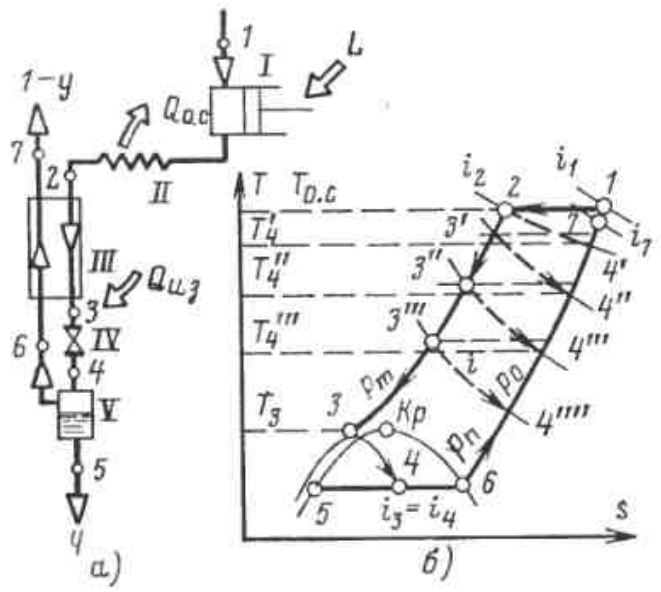


Рис. 8.4. Схема (*а*) и T, s-диаграмма квазицикла Линде (*б*).
I — компрессор; *II* — холодильник; *III* — регенеративный теплообменник; *IV* — дроссель; *V* — отделитель жидкости.

токов через изоляцию и, наконец, на компенсацию внутренних потерь эксергии.

Коэффициент полезного действия криоблока

$$\eta_{e,\,к} = \frac{yl_{ож}}{e_2 - e_1} = \frac{yl_{эж}}{yl_{ож} + (1-y)\,\Delta e_н + e_{q,\,из} + \Sigma d_i}. \quad (8.6)$$

Для всей установки, учитывая $\eta_{из.к}$ и $\eta_{эм.к}$ компрессора, получаем:

$$\eta_{e,\,ож} = \frac{yl_{ож}}{(e_2 - e_1)\;1/(\eta_{из.к}\eta_{эм.к})} = \frac{yl_{ож}}{e_2 - e_1 + \Sigma d_к} = \frac{yl_{ож}}{yl_{ож} + \Sigma d_к + (1-y)\,\Delta e_н + e_{q,\,из} + \Sigma di}. \quad (8.7)$$

Очевидно, что формула (8.7) аналогична (7.9), но полезный эффект работы ожижителя отражается величиной $yl_{ож}$, а не q_e.

Проанализируем, пользуясь формулой (8.7), факторы, определяющие эффективность L-системы Линде.

Прежде всего необходимо рассмотреть те члены формулы, влияние которых относительно легко устанавливается и не нуждается в подробном анализе. К ним относятся потери $\Sigma d_к$, $\Delta e_н$ и $\Sigma q_{e,из}$. Очевидно, что снижение потерь $\Sigma d_к$ существенно скажется на значении η_e и приведет к его увеличению. В современных компрессорах (особенно малых) потери $\Sigma d_к$ велики и составляют от 40 до 85% подводимой мощности. Напротив, потери эксергии $\Delta e_н$ от недорекуперации в современных установках при $\Delta T_н < 15$ К настолько малы по сравнению с другими, что ими можно пренебречь. Что касается потерь $\Sigma e_{q,из}$, то в системах класса L они играют существенно меньшую роль, чем в рефрижераторах. Это объясняется намного большими значениями $\Delta i_{ож}$ и $\Delta e_{ож}$ по сравнению с q_0 и q_e в установках одного или близкого масштаба. Если в рефрижераторах, особенно малых, $Q_{из}$ и Q_0 соизмеримы (даже $Q_{из}$ может быть больше Q_0), то в ожижителях $G_{ож}\Delta i_{ож} \gg Q_{из}$, соответственно $G_{ож}\Delta e_{ож} \gg Q_{e,из}$.

Потери Σd_i состоят, как видно из схемы на рис. 8.4, из двух частей: потерь в дросселе $d_{др}$ и теплообменнике $d_{тепл}$. Потери $d_{др}$ и $d_{тепл}$ тесно взаимосвязаны и определяют, как и в системах R_s, КПД криоблока. В системах Линде при прочих равных условиях они всегда больше, чем в соответствующих системах R_s. Это объясняется тем, что наряду с разницей в средних теплоемкостях прямого и обратного потоков ($\bar{c}_{p,m} > \bar{c}_{p,n}$), неблагоприятно действующих на изменение ΔT_{m-n} по длине теплообменника как R-, так и L-систем, существует отмеченное выше и неравенство самих потоков m и n ($G_m = G_ц + G_{ож} > G_n = G_ц$). В результате, как видно из уравнения (7.14), разность температур на холодном конце теплообменника будет намного больше, чем на теплом. В обозначениях, принятых на рис. 8.4, получим:

$$\Delta T_{3\text{-}6} \gg \Delta T_{1\text{-}2}.$$

Если, например, в рефрижераторе Линде для воздуха при $p_m = 16$ МПа и $p_n = 0{,}1$ МПа $\Delta T_{3-6} =$

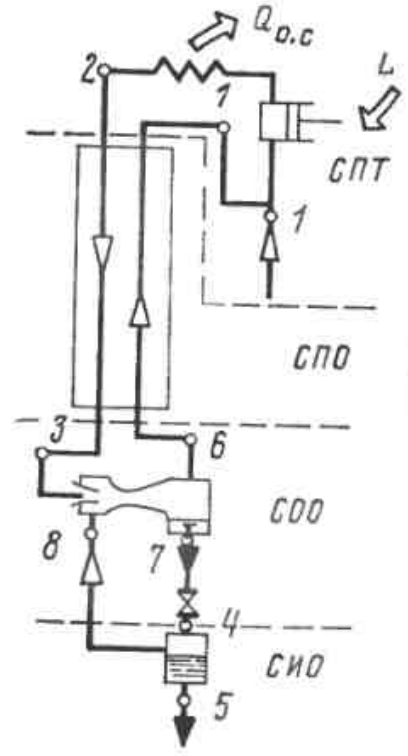


Рис. 8.5. Схема ожижителя Линде с дроссельно-эжекторной ступенью.

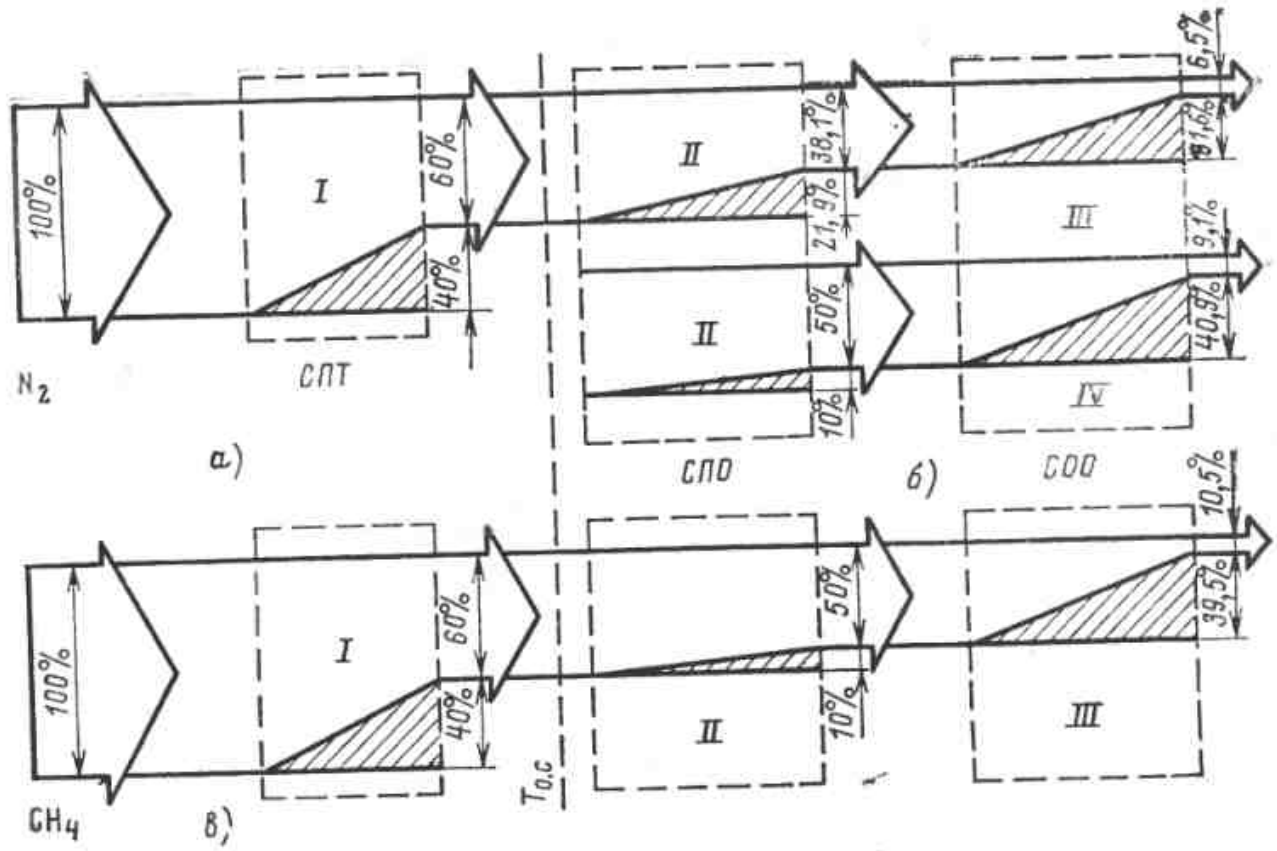


Рис. 8.6. Эксергетические диаграммы потоков L-систем Линде.
а, б — ожижение азота; *в* — ожижение метана; *I* — компрессор; *II* — теплообменник; *III* — дроссель; *IV* — дроссель+эжектор.

$=60$ К при $\Delta T_{1-2}=3$ К, то в ожижителе при тех же условиях $\Delta T_{3-6}=90$ К. Такие большие ΔT_{m-n} в холодной части теплообменника приводят к росту $d_{\text{тепл}}$ и соответственно к увеличению T_3 и $d_{\text{др}}$.

Последняя потеря может быть снижена, как и в дроссельной R-системе, введением дроссельно-эжекторной (Д-Э) ступени вместо дроссельной. Поскольку в L-системе давление в сепараторе *СИО* должно быть близко к $p_{0.c}$, то здесь возможен только режим p. Схема ожижителя Линде с Д-Э ступенью показана на рис. 8.5. Замена дроссельной ступени дроссельно-эжекторной несколько снижает $d_{\text{др}}$, но часть выигрыша не используется, так как возникают потери $d_{\text{эж}}$. Значение $d_{\text{тепл}}$ незначительно снижается, так как в режиме p вследствие роста p_n до p'_n увеличивается $\bar{c}_{p,n}$. Однако основной выигрыш определяется не уменьшением Σd_i в криоблоке, а снижением необходимой работы компрессора (e_2-e_1), так как степень повышения давления в нем $p_m/p'_n < p_m/p_n$.

На рис. 8.6 показаны эксергетические диаграммы потоков для L-систем Линде с дроссельной *СОО*, предназначенных для ожижения азота и метана (*в*). Для азота наряду с дроссельным рассмотрен и вариант системы с дроссельно-эжекторной *СОО* (рис. 8.6,*б*). Расчет проводился для условий: $\Delta T_{\text{н}}=3$ К, $q_{\text{из}}=0$, $p_n=0{,}1$ МПа, $p_m=10$ МПа (метан) и 20 МПа (азот). Расход эксергии на компрессоре принят за 100%. Как видно из диаграммы, основная часть потерь эксергии относится к *СПТ* (компрессор+холодильник) — около 40%. Из 60% эксергии ожижаемого криоагента используется от 6,5% (азот) до 10,5% (метан). Наибольшие потери в криоблоке во всех случаях связаны с дросселированием в *СОО*. Замена дроссельной *СОО* дроссельно-эжекторной несколько снижает эти потери; для азота, например, η_e возрастает с 6,5 до 9,1%.

Бóльшая часть потерь (более 90%) на всех участках системы относится к циркулирующей части рабочего тела $(1-y)$ и меньшая (менее 10%) — к конденсируемой (y). Представляет интерес сопоставление энергетического и эксергетического балансов L-системы Линде.

Таблица 8.3

Энергетический и эксергетический балансы криоблока L-системы Линде, %

Статья энергетического баланса	
Общая холодопроизводительность Δi_T	100
Холодопроизводительность, использованная на ожижение, $\Delta i_1'{}_{-5}\, y$	85,4
Потеря от недорекуперации $\Delta i'_{1-7}(1-y)$	14,6
Потери внутри системы	0
Статья эксергетического баланса	
Эксергетическая холодопроизводительность Δe_{1-2}	100
Эксергетическая холодопроизводительность, использованная на ожижение, $\Delta e_{5-1}' y$	11,0
Потеря от недорекуперации $\Delta e_{1-1}'(1-y)$	0,1
Потери внутри системы ΣD_i	88,9

В табл. 8.3 приведены данные, позволяющие провести такое сопоставление для системы, работающей на воздухе при p_m=20 МПа, p_n==0,1 МПа, $\Delta T_н$=5 К, $\eta_{e,к}$=0,65, $q_{из}$=0.

Потери внутри цикла отсутствуют; единственная потеря — от недорекуперации — довольно велика — 14,6%. Эффективность процесса 85,4%. КПД, отражающий термодинамическую эффективность процесса η_e, как видно из эксергетического баланса, намного ниже — всего 11%; потеря от недорекуперации, как было уже показано выше, ничтожна. Все потери связаны с ΣD_i, отражающей необратимость процессов в теплообменнике и дросселе. Как и в R-системах, в L-системах Линде КПД существенно зависит от давления p_n (как уже указывалось, давления p_n или p'_n в случае использования эжектора в L-системах не могут варьироваться, так как давление сливаемой жидкости в точке *5* обычно близко к атмосферному). В остальном здесь действуют те же законы, что и в R-системе Линде; КПД определяется одновременным влиянием изменения Δi_T и работы сжатия $L_к=(e_2-e_1)\,1/\eta_{из.к}\times$ $\times\eta_{эм.к}$ в зависимости от p_m, как это показано на рис. 7.7.

Тепловой расчет ожижителя Линде ведется на основе формулы (8.3).

Обычно бывают заданы: количество получаемого жидкого продукта $G_{ож}$; температура окружающей среды — теплоприемника $T_{о.с}$. Давление p_n близко к атмосферному $p_{о.с}$; давление p_m выбирается в области ниже инверсионной по тем же соображениям, что и в рефрижераторах Линде; так же выбираются значения $\Delta T_н$ и $q_{из}$.

На основе этой информации можно нанести на диаграмму состояния ожижаемого криоагента точки *7, 1, 2, 5* и *6* (рис. 8.4). Чтобы определить положение точек *3* и *4*, нужно из уравнения (8.4) найти y. Зная y, можно составить тепловой баланс регенеративного теплообменника:

$$i_2-i_3+\beta q_{из}=(i_7-i_6)\,(1-y).$$

В этом уравнении все величины, кроме i_3, известны (доля β потерь через изоляцию, относящаяся к теплообменнику, обычно также известна; она составляет 0,6—0,8).

Найденное значение $i_3=i_4$ наносится на диаграмму.

Таблица 8.4

Некоторые характеристики *L*-процесса Линде ожижения метана и азота

Показатель	Метан			Азот		
	p_m, МПа					
	5	10	20	10	20	30
Изотермический дроссель-эффект Δi_T, кДж/кг	50,4	105	147	17,9	32,1	39,2
Работа сжатия l, кДж/кг	1011	1173	1249	720	839	881
$\Delta T_{з-6}$, К	83	103	105	82	85	88
Доля жидкости y	0,046	0,106	0,157	0,034	0,067	0,084
Эксергетический КПД η_e, %	5,1	10,1	14,1	3,7	6,5	7,5

Значение расхода газа G через компрессор определяется по y и $G_{ож}$

$G = G_{ож} + G_{ц} = G_{ож}/y$.

Затем по формуле (7.13) определяется работа компрессора и по (8.7) КПД η_e. Подбирая различные значения p_m, можно найти по максимуму зависимости $\eta_e = f(p_m)$ оптимальное p_m.

В табл. 8.4 приведены характеристики идеализированных систем Линде для ожижения метана и азота ($q_{из}=0$, $\Delta T_н=3$ К, $\eta_{из.к}=0{,}6$) с дроссельной *СОО*.

Как видно из данных таблицы, даже при наиболее благоприятных p_m (весьма значительных, требующих многоступенчатых объемных компрессоров) значения η_e относительно невелики и не превышают 14—15% для метана и 7—8% для азота.

Переход с дроссельной *СПО* на дроссельно-эжекторную позволяет повысить η_e примерно на 20%.

Характерно, что значения η_e L-систем существенно ниже, чем аналогичных рефрижераторов, работающих при тех же условиях (в некоторых случаях более чем в 2 раза). Это объясняется прежде всего большой ΔT_{m-n} на холодном конце теплообменника L-системы. Соответственно вырастают значения $d_т$ и $d_{др}$ (и снижаются $\eta_{e,т}$ и $\eta_{e,др}$).

Существенное влияние на η_e L-системы Линде оказывают и теплофизические характеристики самого конденсируемого криоагента. В табл. 8.5 приведены данные для процессов ожижения различных криоагентов. Идеализированные процессы выбраны для того, чтобы исключить влияние всех других факторов, кроме природы рабочего тела.

Таблица 8.5

Характеристики идеализированных L-систем Линде ($p_m = 20$ МПа, $p_n = 0{,}1$ МПа, $T_{о.с} = 300$ К, $\eta_{из.к} = 1$, $\Delta T_н = 0$, $q_{из} = 0$)

Ожижаемый криоагент	Доля жидкости y, %	КПД системы η_e, %
Азот	7,1	15,7
Воздух	7,9	12,9
Фтор	4,8	7,9
Аргон	11,5	16,8
Кислород	10,4	15,8
Метан	19,8	27,6

Из таблицы видно, что η_e меняется в широких пределах и эти изменения не совпадают с изменениями значений y (например, у воздуха y больше, чем у азота, а η_e меньше). Это объясняется тем, что значение y определяется значениями Δi, а η_e — значениями Δe.

Возможности повышения η_e L-системы Линде без введения существенных изменений в СПО ограничены, если не считать некоторого снижения технических потерь (резервы здесь, если не считать компрессор, невелики). Непосредственное использование многокомпонентных смесей, дающее большой эффект в дроссельных R_s-системах, в ожижителях Линде исключено, так как состав рабочего тела не может отличаться от состава ожижаемого криоагента.

Существенное увеличение эффективности дроссельных ожижителей, как и обеспечение их работы при отрицательной Δi_T ожижаемого криоагента, достигается тем же методом, что и в R_s-системах, т. е. введением дополнительного внешнего или внутреннего охлаждения в СПО. Для этого над неохлаждаемой частью СПО нужно поместить другую, охлаждаемую дополнительно тем или иным методом. Первый вариант такого охлаждения (внешнее охлаждение), предложенный Линде, применительно к ожижению воздуха показан на рис. 8.7. Там же на q, T-диаграмме изображено протекание температур в теплообменниках. Теплообменник СПО здесь разделен на две части. Охлаждаемая часть *СПО* выше сечения *а-а* состоит из двух аппаратов. В предварительном теплообменнике *III* воздух охлаждается с 293 К (точка *2*) до 255 К (точка *8*), после чего поступает в испаритель холодильной установки *IV*, где

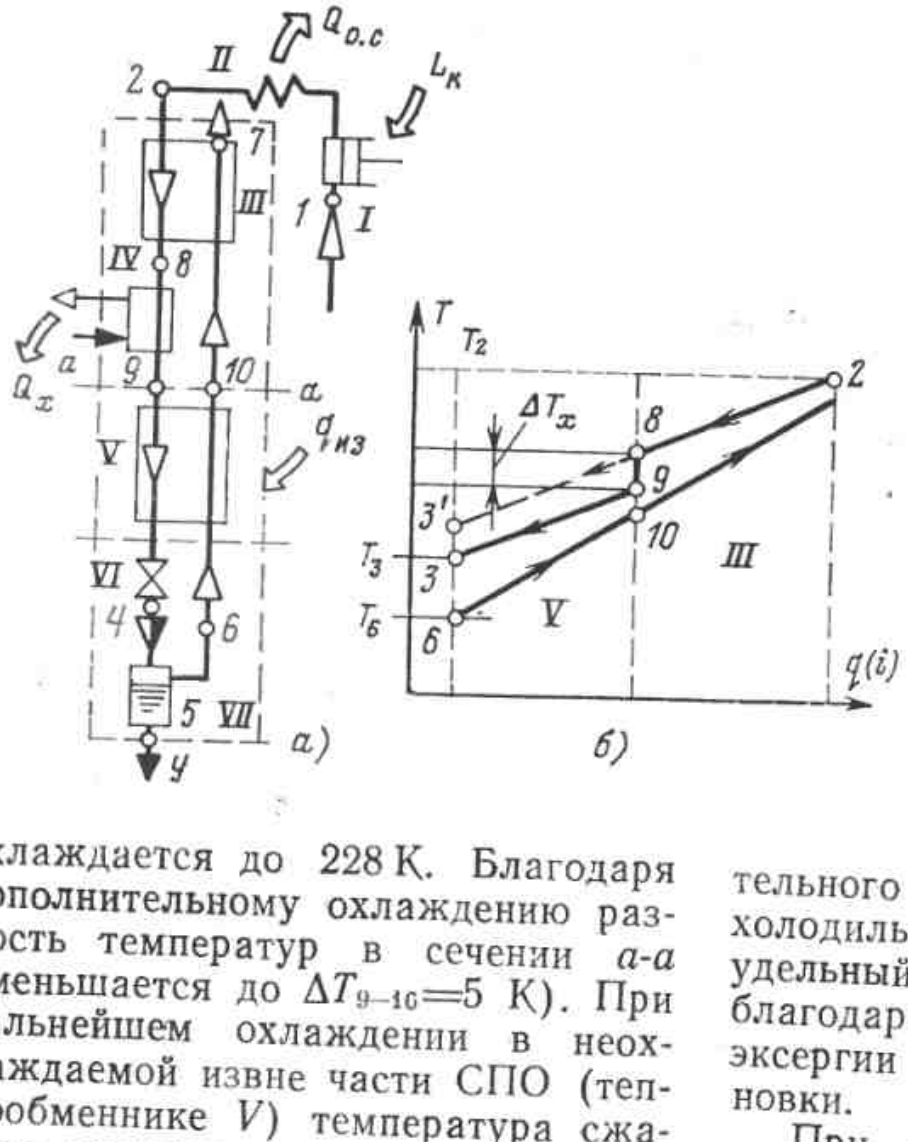


Рис. 8.7. L-система Линде с внешним отводом тепла в *СПО*.
а — схема; *б* — протекание температур на *T*, *q*(*i*)-диаграмме; *I* — компрессор; *II* — холодильник; *III* — предварительный теплообменник; *IV* — испаритель; *V* — теплообменник неохлаждаемой части СПО; *VI* — дроссель; *VII* — отделитель жидкости.

охлаждается до 228 К. Благодаря дополнительному охлаждению разность температур в сечении *а-а* уменьшается до $\Delta T_{9-10}=5$ К). При дальнейшем охлаждении в неохлаждаемой извне части СПО (теплообменнике *V*) температура сжатого воздуха достигает $T_3=159$ К. Разность температур на холодном конце теплообменника $\Delta T_{3-6}=77$ К. Для сравнения на *T*, *q*-диаграмме нанесено штриховой линией изменение температуры сжатого воздуха в процессе Линде без предварительного охлаждения.

Снижение потерь в теплообменнике, а также более низкая температура перед дросселем приводят к значительному улучшению энергетических показателей процесса.

Составим энергетический баланс для замкнутого контура, ограниченного штриховой линией на рис. 8.7,

$$i_2+q_{из}=yi_5+(1-y)i_7+q_x, \qquad (8.8)$$

где q_x — удельный отвод тепла в испарителе холодильной установки на 1 кг ожиженного газа.

После соответствующих преобразований уравнения (8.8) получаем:

$$y=\frac{\Delta i_T-\Delta i_н+q_x-q_{из}}{q_{ож}-\Delta i_н}. \qquad (8.9)$$

Из сравнения уравнений (8.9) и (8.3) видно, что введение дополнительного охлаждения с помощью холодильного цикла увеличивает удельный выход ожиженного газа, благодаря чему снижаются потери эксергии во всех элементах установки.

При дополнительном охлаждении энтальпия сжатого газа на выходе из теплообменника *V* определяется формулой

$$i_3=i_2-(1-y)(i_1-i_6)-q_x. \qquad (8.10)$$

При отсутствии дополнительного охлаждения

$$i'_3=i_2-(1-y)(i_7-i_6);$$

$$i'_3>i_3.$$

При $p_2=\text{const}$ и $p_1=\text{const}$ $T'_3>T_3$.

Снижение T_3 приводит к дополнительному уменьшению потерь эксергии в теплообменнике и дросселе.

При расчете удельного расхода работы в процессах с дополнительным охлаждением необходимо учитывать также затрату работы в дополнительной холодильной установке.

Удельный расход электроэнергии на 1 кг ожиженного газа определяется в установках Линде с дополнительным охлаждением по фор-

муле

$$N = \frac{1}{y}\left(\frac{e_2 - e_1}{\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}}} + \frac{q_x}{\varepsilon}\right), \qquad (8.11)$$

где ε — холодильный коэффициент установки, выводящей из процесса тепло q_x.

Коэффициент полезного действия

$$\eta_e = \frac{y l_{\text{ож}}}{(e_2 - e_1)/\eta_{\text{из.к}}\eta_{\text{эм.к}} + l_x}, \qquad (8.12)$$

где $l_x = q_x/\varepsilon$.

Показатели процесса с предварительным охлаждением при тех же исходных данных, что и в процессе Линде с неохлаждаемой СПО, приведены ниже:

Удельный расход перерабатываемого воздуха, кг	5,6
Выход ожиженного воздуха, кг	1,0
Доля ожиженного воздуха, %	17,9
Удельный расход электроэнергии N, кВт·ч/кг	1,04

Практически вследствие теплопритока через изоляцию и других потерь удельный расход энергии составляет 1,6—1,8 кВт·ч/кг. Эксергетический КПД процесса 10—11%.

Для предварительного охлаждения до более низких температур может использоваться каскадный процесс с несколькими хладоагентами. Предварительное охлаждение в этом случае служит не только средством снижения расхода энергии на ожижение газов. Для газов с температурой инверсии $T_{\text{инв}}$ ниже $T_{\text{о.с}}$ оно представляет собой необходимое условие осуществления ожижения посредством дроссельного эффекта. Так, водород при $T > 190$ К и гелий при $T > 40$ К имеют в области давлений, применяемых для ожижения, отрицательный дроссель-эффект, и дросселирование приводит к их нагреванию. Поэтому при ожижении по способу Линде предварительно охлаждают водород ниже 100—90 К, а гелий — ниже 30—20 К. В качестве хладоагентов для предварительного охлаждения в таких процессах используют криоагенты с низкими температурами кипения

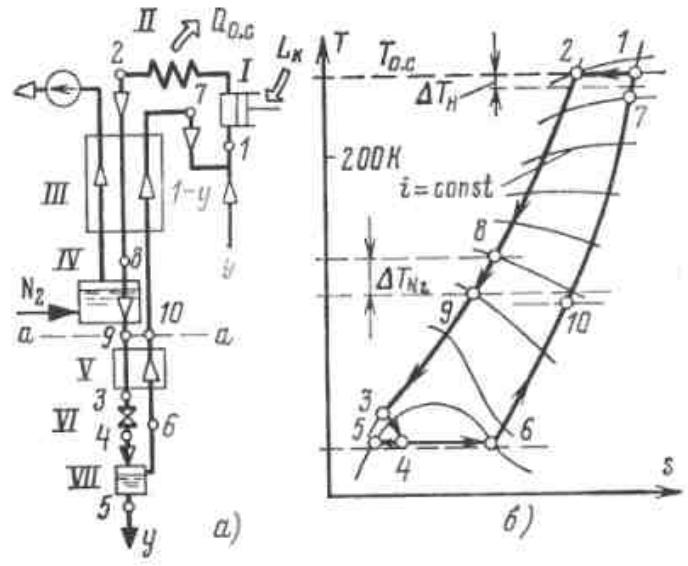


Рис. 8.8. Схема ожижения водорода с внешним охлаждением жидким азотом (*а*) и процесс на T, s-диаграмме (*б*).

***I* — компрессор; *II* — холодильник; *III* — предварительный теплообменник; *IV* — ванна с жидким азотом; *V* — теплообменник неохлаждаемой части СПО; *VI* — дроссель; *VII* — отделитель жидкости.**

T_s (при ожижении водорода или неона используются азот или многокомпонентные смеси на его основе). При ожижении гелия используют также предварительно ожиженные водород или неон.

На рис. 8.8 показаны схема и T, s-диаграмма процесса ожижения водорода с предварительным охлаждением азотом, кипящим под вакуумом. Как видно из схемы, такой процесс ожижения водорода в принципе не отличается от процесса ожижения воздуха с предварительным охлаждением, показанного на рис. 8.7. Сжатый водород, проходя через змеевик, находящийся в жидком азоте, охлаждается до T_y. При $p_m = 15$ МПа и $T_y = 80$ К изотермический дроссель-эффект $\Delta i_T = 188$ кДж/кг и $y = 0{,}17$. С дальнейшим понижением температуры Δi_T возрастает и соответственно увеличивается доля y ожижаемого водорода. При $T_y = 70$ К (охлаждение жидким азотом под давлением около 29 кПа) y повышается до 0,3.

Чтобы использовать и холодные пары азота для дополнительного охлаждения водорода, их пропускают через предварительный теплообменник.

Для ожижения гелия с использованием дроссель-эффекта охлаж-

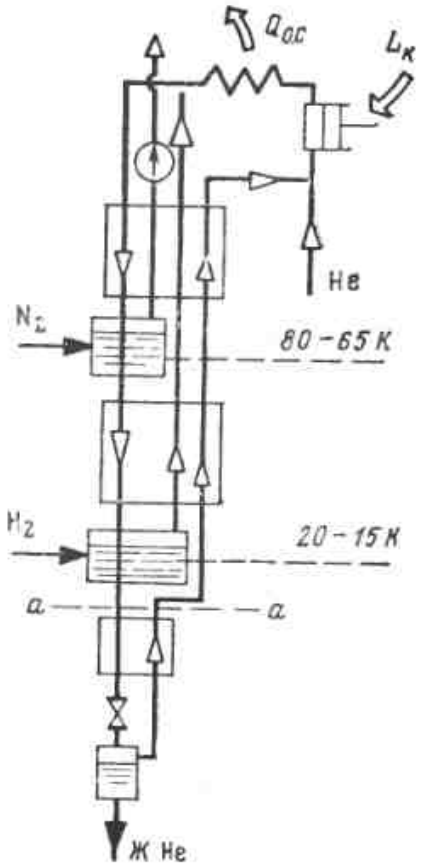


Рис. 8.9. Квазицикл ожижения гелия с внешним охлаждением азотом и водородом.

дения жидким азотом недостаточно. В этом случае кроме азотного применяется охлаждение жидким водородом (рис. 8.9). Как видно из схемы, дополнительное охлаждение производится на трех температурных уровнях.

В верхней ступени *СПО* внешнее охлаждение до 70—62 К ведется азотом. В средней ступени сжатый гелий охлаждается водородом, кипящим при атмосферном давлении (~20 К); в нижней ступени — водородом, кипящим под вакуумом (~15 К). Таким образом, неохлаждаемая часть СПО (сечение *а-а*) заканчивается на уровне около 16 К. Жидкий водород получается в этой же установке по методу, описанному выше.

Внешнее охлаждение в L-системах, как и в R_s-системах, можно осуществлять рефрижераторами R_n.

Процесс Клода. Дополнительное охлаждение ожижаемого газа в *СПО* можно проводить, не только с использованием внешнего охлаждения, но и по второму варианту с применением внутреннего охлаждения при помощи детандеров. Преимущество таких процессов в том, что в них может использоваться в качестве рабочего тела часть ожижаемого газа; отсутствие дополнительных хладоагентов позволяет значительно упростить установку.

Первый процесс ожижения газа с использованием детандера был разработан и осуществлен Ж. Клодом в 1902 г.

Принципиальная схема и изображение на *T*, *s*-диаграмме L-системы Клода показаны на рис. 8.10.

Сжатый газ после компрессора *I* и холодильника *II* (точка *2*) поступает в предварительный теплообменник *III*, где охлаждается обратным потоком расширенного газа до T_8; после этого газ разделяется на два потока. Часть газа (1—*M*) проходит через промежуточный теплообменник *IV*, основной *V* и после охлаждения дросселируется до конечного давления. Полученная после дросселирования доля жидкости *y* выводится из отделителя жидкости *VI*. Отвод некоторой части $M>0$ потока *m* в детандер приводит к тому, что оставшееся (1—*M*) количество сжатого газа удается охладить в теплообменниках *IV* и *V* до более низких температур, чем в процессе Линде, что приводит к уменьшению разностей температур в этих теплообменниках. Дальнейшее увеличение *M* мо-



Рис. 8.10. Схема ожижителя Клода (*а*) и изображение квазицикла на *T*, *s*-диаграмме (*б*).

I — компрессор; *II* — холодильник; *III*, *IV*, *V* — теплообменники; *VI* — отделитель жидкости; *VII* — дроссель; *VIII* — детандер.

Таблица 8.6

Показатели точек процесса ожижения воздуха с детандером
($p_m = 16{,}5$ МПа, $p_n = 0{,}1$ МПа)

Показатель	Номера точек									
	1/7	2	3	4	5	6	8	11	9	10
Количество воздуха, кг	4,1/3,1	4,10	1,23	1,23	1,0	0,23	2,87	2,87	1,23	3,10
Температура T, К	293/288	293	95,0	82,0	82,0	82,0	238	83,0	95,0	187
Энтальпия i, кДж/кг	505/502	469	129	129	92	289	394	290	129	395
Эксергия e, кДж/кг	0,0/0,12	414	666	585	702	157	420	152	666	25

жет осуществляться только до тех пор, пока T_m в какой-либо точке не приблизится вплотную к T_n.

Уравнение энергетического баланса для L-системы Клода аналогично (8.8) и (8.9) с той разницей, что вместо слагаемого $q_{доп}$ в него входит слагаемое $M\Delta i_д$ — холодопроизводительность детандера:

$$y = \frac{\Delta i_T - \Delta i_н + M\Delta i_д - q_{из}}{q_{ож} - \Delta i_н}. \qquad (8.13)$$

При расчетах долю M направляемого на детандер газа принимают возможно большей, но при условии, чтобы минимальная разность температур ΔT_{m-n} была не менее 3—4 К. В этом случае значение y будет наибольшим. Попытка дальнейшего увеличения M приводит к тому, что газ потока n выходит недостаточно нагретым (точка $7'$). Потери от недорекуперации $\Delta i_н = c_{p,n}\Delta T_{2-7}$ возрастают настолько, что y уменьшается, несмотря на возрастание $M\Delta i_д$. Поэтому в каждом случае увеличение доли газа, пропускаемого через детандер, имеет предел, после которого увеличение M приводит к уменьшению y. Удельный расход электроэнергии на 1 кг ожиженного газа или удельная электрическая мощность на 1 кг/с производительности по ожиженному газу определяется в установках, работающих по процессу Клода, по формуле

$$N_у = \frac{1}{y}\left[\frac{e_2 - e_1}{\eta_{из.к}\eta_{эм.к}} - M\Delta i_д \eta_{эм.д}\right], \qquad (8.14)$$

где $\eta_{эм.к}$, $\eta_{эм.д}$ — электромеханические КПД компрессора и детандера.

Коэффициент полезного действия установки Клода

$$\eta_e = \frac{y(e_5 - e_1)}{(e_2 - e_1)/(\eta_{из.к}\eta_{эм.к}) - M\Delta i_д \eta_{эм.д}}. \qquad (8.15)$$

Проведем эксергетический анализ установки Клода для ожижения воздуха. Процесс работы этой установки на e, i-диаграмме приведен на рис. 8.11.

При расчете принято: КПД детандера $\eta_{ад.д}$=0,7 и изотермический КПД компрессора $\eta_{из.к}$=0,65.

Значения T, i, e и вычисленные количества воздуха даны в табл. 8.6.

Ниже дан эксергетический баланс процесса, подсчитанный по данным табл. 8.6:

Затраченная эксергия, компрессор с холодильником, кДж	2620
Потерянная эксергия, кДж:	
компрессор с холодильником	905
теплообменник *III*	60
теплообменник *IV*	90
теплообменник *V*	0,4
дроссель	96
детандер	565
Отведенная эксергия, кДж:	
с работой детандера	190
с ожиженным воздухом (e_5—e_1)	702
Небаланс	14

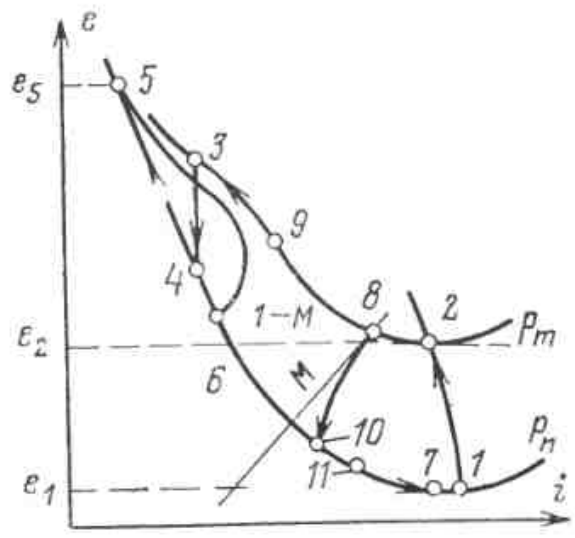


Рис. 8.11. Изображение процесса работы установки Клода на e, i-диаграмме.

11023—23

Коэффициент полезного действия системы

$$\eta_e = 702 \cdot 100/(2620-190) = 29\%.$$

Из приведенного эксергетического баланса процесса видно, что больше всего эксергии, как и в L-системе Линде, теряется при сжатии воздуха в компрессоре. Вследствие уменьшения общих потерь доля ожиженного воздуха в рассматриваемом процессе больше и, следовательно, количество воздуха, которое нужно сжать для получения 1 кг жидкости, значительно меньше ($G_ц/G_{0ж}=3{,}1$ кг/кг против 11,6 кг/кг в процессе Линде без внешнего охлаждения в *СПО* и 4,6 кг/кг в процессе с предварительным охлаждением). Поэтому потери в компрессоре в данном случае меньше. Второе место по размеру потерь занимает поршневой детандер. Потери в теплообменниках сравнительно невелики, так как разности температур в них значительно меньше, чем при процессе Линде. В дросселе потери, равные Δe_{3-4}, также меньше вследствие снижения начальной температуры расширения до 95 К вместо 172 К в системе Линде и 159 К в системе с дополнительным охлаждением в СПО. Из всех рассмотренных процессов ожижения процесс с детандером наиболее эффективен. Его КПД равен примерно 29%, что более чем в 2 раза превышает показатели процесса Линде с дополнительным охлаждением.

Аналогичным образом может быть проведен и анализ процессов ожижения воздуха с применением детандера при других давлениях воздуха и температурах перед ним.

Для получения оптимальных энергетических показателей необходимо во всех вариантах системы выдерживать соответствие между давлением сжатого газа и температурой T_8 перед детандером. Расчеты показывают, что при каждом давлении p_m существует наивыгоднейшая температура T_8, при которой обеспечивается максимальное значение η_e. Чем выше применяемое давление, тем выше при прочих равных условиях должна быть температура T_8.

Так, при ожижении воздуха давлению $p_m=4$ МПа соответствует наивыгоднейшая температура $T_8=191$ К, при которой M составит 0,8. При $p_m=10$ МПа выгоднее поддерживать $T_8=243$ К и $M=0{,}73$. При $p_m=20$ МПа и выше в детандер нужно отводить воздух с температурой $T_8 \geqslant 273$ К, а M снижать до 0,5 и менее. Преимущество последнего процесса, введенного в технику П. Гейландтом, в том, что детандер работает при сравнительно высоких температурах, а это позволяет обойтись без тепловой изоляции и упростить конструкцию машины. При уменьшении давления температуру T_8 можно снижать до тех пор, пока газ на выходе из детандера не достигнет состояния сухого насыщенного пара.

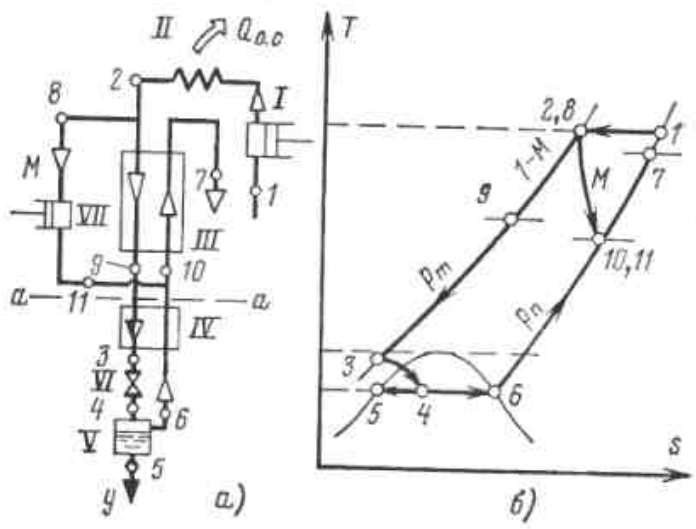


Рис. 8.12. Схема квазицикла Гейландта (*а*) и его изображение на T, s-диаграмме (*б*).
I — компрессор; *II* — холодильник; *III*, *IV* — теплообменники СПО; *V* — отделитель жидкости; *VI* — дроссель; *VII* — детандер.

В этих условиях оптимальное давление сжатия воздуха снижается до 0,6—0,8 МПа, что дает возможность использовать турбомашины для сжатия и расширения газа. Однако осуществление этого процесса стало возможным только после того как академик П. Л. Капица разработал турбодетандер нового типа, позволяющий получить и в области, близкой к кривой насыщения, КПД $\eta_{ад}=08 \div 0{,}86$.

Вторым преимуществом низкого давления является возможность применить вместо теплообменников-рекуператоров более выгодные аппараты-регенераторы, в которых одновременно с теплообменом происходят и процессы массообмена, т. е. осушка и очистка газа от конденсирующих примесей (CO_2, H_2O).

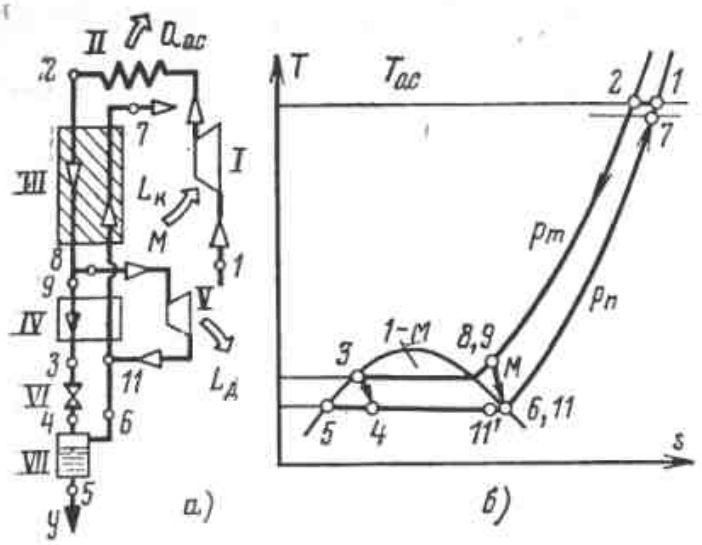


Рис. 8.13. Схема квазицикла L Капицы и его изображение на T, s-диаграмме.

I — компрессор; *II* — холодильник; *III* — регенератор; *IV* — теплообменник-ожижитель; *V* — детандер, *VI* — дроссель; *VII* — отделитель жидкости.

Эти возможности были впервые реализованы П. Л. Капицей, который предложил и разработал процесс низкого давления для ожижения воздуха [23].

Процессы Гейландта и Капицы. Рассмотрим более подробно характеристики L-систем Гейландта и Капицы.

Квазицикл Гейландта показан на рис. 8.12. Как видно из схемы, сжатый примерно до 20 МПа воздух после холодильника сразу разделяется на две приблизительно равные части. Одна из них M поступает на детандер, другая — в теплообменник охлаждаемой части *СПО*. В системе Гейландта оптимальная разность температур ΔT_{2-7} обычно составляет около 10 К. В остальном квазицикл Гейландта не имеет никаких качественных отличий от системы Клода.

Схема квазицикла Капицы и его изображение в T, s-диаграмме показаны на рис. 8.13. Газ сжимается в турбокомпрессоре до 0,5—0,7 МПа и после охлаждения в состоянии, соответствующем точке *2*, поступает в теплообменник *III* (регенератор). После охлаждения газом обратного потока до температуры T_8 сжатый газ разделяется на две части. Первая в количестве около 90% всего газа M подается на расширение в турбодетандер. Другая часть (1—M) газа через теплообменник-ожижитель *IV*, где она конденсируется, поступает на дросселирование (точка *3*).

Таким образом, неохлаждаемая часть *СПО* в этой системе вообще отсутствует. Полученная после дросселирования жидкость в количестве y отводится из отделителя, а оставшийся газ в состоянии сухого насыщенного пара вместе с газом, поступившим из турбодетандера, направляется в теплообменники *IV* и *III* и после нагревания до температуры T_7 выводится в атмосферу.

Сопоставление систем Клода, Гейландта и Капицы показывает, что все они представляют собой модификации одного и того же процесса ожижения газа с внутренним охлаждением посредством детандера. Процесс Гейландта характеризуется наиболее высоким давлением сжатия газа (воздуха) и наиболее высокой температурой входа части газа в детандер. Оптимальная доля M газа, направляемого в детандер, составляет около 0,5. Процесс Капицы, напротив, характеризуется наиболее низким давлением сжатия и наиболее низкой температурой перед детандером; доля газа, отводимого из детандера, составляет 0,92—0,95. Процесс Клода занимает промежуточное положение.

При определении расхода энергии на ожижение во всех случаях следует учитывать работу, возвращаемую детандером. Эта работа, отнесенная к 1 кг полученной жидкости, может быть вычислена по формуле

$$L_{дет}=M\Delta i'_д\eta_{зад.д}\eta_{эм.д}/y, \qquad (8.16)$$

где $\Delta i'_д$ — изэнтропное изменение энтальпии в детандере.

Удельный расход электроэнергии на 1 кг ожиженного газа или удельная электрическая мощность на 1 кг/с производительности по ожиженному газу в установках

Таблица 8.7

Показатели систем ожижения воздуха с детандером (на 1 кг ожиженного воздуха)

Система	Рабочее давление p_m, МПа	Доля ожиженного воздуха y, %	Доля воздуха на детандер M	Температура T перед детандером, К	Удельный расход работы, кВт·ч/кг	КПД η_e
Высокое давление:						
Гейландта	20,0	26	0,58	273—263	0,75—0,78	0,26—0,25
Клода-Гейландта	16,0	22	0,62	253—248	0,78—0,81	0,26—0,24
Среднее давление:						
Клода	6,0	18	0,74	213—208	0,82—0,84	0,24—0,23
Клода	2,0	11	0,82	153—148	1,0—1,2	0,2÷0,16
Низкое давление:						
Капицы *	0,6	6	0,9	113—111	1,40—1,45	0,14—0,13

* Разность температур на теплом конце регенераторов принята равной 4 К, $\eta_{ад.д} = 0{,}8$.

Гейландта и Капицы определяется по формуле (8.14).

Доля y ожиженного газа во всех трех случаях рассчитывается по формуле (8.13).

В табл. 8.7 приведены примерные энергетические показатели L-систем Клода, Гейландта и Капицы при ожижении воздуха. При расчете приняты следующие исходные данные: p_n=0,1 МПа, минимальная разность температур ΔT_{m-n} в регенераторе *III* 10 К и в теплообменнике *IV* — 5 К, потери через изоляцию $q_{из}$=8,5 кДж/кг, изотермический КПД компрессора $\eta_{из.к}$=0,6, адиабатный КПД детандера $\eta_{ад.д}$==0,7.

Из данных табл. 8.7 видно, что в рассмотренных процессах наименьшую удельную мощность и наибольший КПД имеет система Гейландта. В системе Капицы удельная электрическая мощность наибольшая, а КПД заметно ниже.

Причина снижения КПД и возрастания ΣD_i при низком давлении p_m связана не со снижением КПД элементов схемы, а с совершенно другим фактором — ростом кратности циркуляции k (k=$G_ц/G_к$). В криогенном цикле при разных давлениях p_m циркулирует следующее количество воздуха на 1 кг сжижаемого воздуха:

p_m, МПа	20	10	5	2	0,6
k, кг/кг	2,4	3,0	4,1	6,6	13,9

При p_m=0,6 МПа в цикле перерабатывается почти в 6 раз больше воздуха, чем при p_m=20 МПа. В связи с этим при одних и тех же (или близких) значениях $\eta_{e,i}$ и соответственно удельном значении d_i полное значение D_i каждого элемента, равное kd_i, увеличивается в k раз. Именно поэтому, несмотря на относительно высокие КПД $\eta_{e,i}$ отдельных машин и аппаратов, ΣD_i при низких p_m больше.

На практике при выборе между процессами Гейландта, Клода и Капицы необходимо учитывать ряд дополнительных соображений.

Прежде всего достижимые КПД η_e отдельных машин (компрессоров и детандеров) и теплообменных аппаратов не одинаковы при разных давлениях p_m. При низких и средних давлениях резервы их повышения больше, чем при высоких (можно применять более эффективные турбомашины и теплообменники с развитой поверхностью и малыми гидравлическими сопротивлениями). Благодаря этому можно уменьшить технические потери в машинах и аппаратах, в результате снижение η_e при переходе к низким давлениям менее выражено. Процесс низкого давления имеет также

ряд технологических достоинств (облегчение очистки газов, снижение эксплуатационных расходов, уменьшение в ряде случаев массы оборудования).

Важно также учитывать производительность установки — чем она больше, тем сильнее сказываются преимущества низких p_m, напротив, чем меньше, тем выгоднее высокое давление.

Начиная с 50-х годов процесс Капицы нашел широкое применение в технике для крупных и средних криогенных систем, особенно при разделении воздуха.

Для ожижения криоагентов с $\Delta i_T > 0$ при $T_{o.c}$ (воздух, кислород, азот, аргон, метан) разрабатываются системы с внешним криогенным циклом, в частности на азоте и многокомпонентных смесях (системы R на смесях описаны в гл. 7).

Системы L с охлаждаемой детандерами *СПО* и ступенью Линде для веществ с $\Delta i_T < 0$ при $T_{o.c}$ (неона, водорода и гелия) отличаются от описанных выше только одной принципиальной особенностью, состоящей в том, что температура инверсии лежит на уровне, входящем в интервал предварительного охлаждения (а не выше его, как в системах Клода, Гейландта и Капицы). Поэтому граница между охлаждаемой и неохлаждаемой частями *СПО* (линия *а-а* на рис. 8.12) должна быть ниже инверсионной температуры.

Число ступеней внутреннего охлаждения (детандеров), расположенных выше сечения *а-а*, может быть и больше одной (как и в R_s-системах).

На рис. 8.14 показана схема наиболее простой L-системы такого типа, предназначенной для ожижения гелия. (Она может быть использована также и для неона и водорода.) Это классическая L-система Капицы — Коллинза с параллельным включением детандеров. За исключением *СИО* ее схема аналогична схеме соответствующего

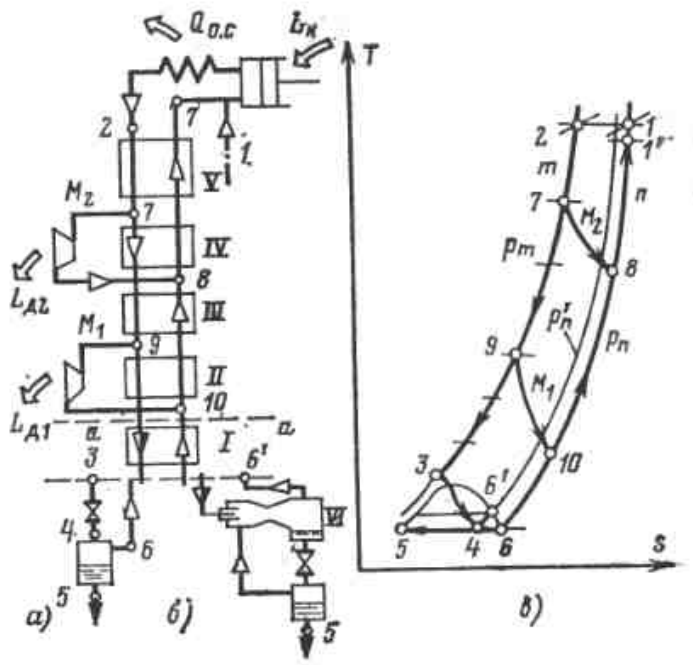


Рис. 8.14. Схема установки для ожижения гелия по квазициклу Капицы—Коллинза.

а — дроссельный вариант; *б* — дроссельно-эжекторный вариант; *в* — процесс на T, s-диаграмме; I — V — теплообменники; VI — эжектор.

рефрижератора. *СОО* показана в двух вариантах — дроссельном (рис. 8.14,*а*) и дроссельно-эжекторном (рис. 8.14,*б*). В последнем случае давление обратного потока возрастает до $p'_n > p_n$ (точка *6* переходит в положение *6'*, как показано на T, s-диаграмме). Соответственно работа компрессора $L_к$ несколько снижается, что приводит при прочих равных условиях к росту КПД на 15—20%. Соотношение потоков m и n в *СПО* здесь не такое, как в R-системах; отличие определяется, как уже указывалось, условием $\Sigma G_m > \Sigma G_n$. В теплообменниках I, III, V отношения G_m/G_n соответственно составят:

$$\left(\frac{G_m}{G_n}\right)_I = \frac{1 - M_1 - M_2}{1 - M_1 - M_2 - y};$$

$$\left(\frac{G_m}{G_n}\right)_{III} = \frac{1 - M_2}{1 - M_2 - y} \quad \text{и}$$

$$\left(\frac{G_m}{G_n}\right)_V = \frac{1}{1 - y}.$$

Формулы для определения y и η_e установок с несколькими детандерами аналогичны (8.13) и (8.15); разница состоит лишь в том, что вместо $M\Delta i_д$ в обоих случаях стоит $\Sigma M \Delta i_{д,i}$. Под знаком суммы находятся значения холодопроизводи-

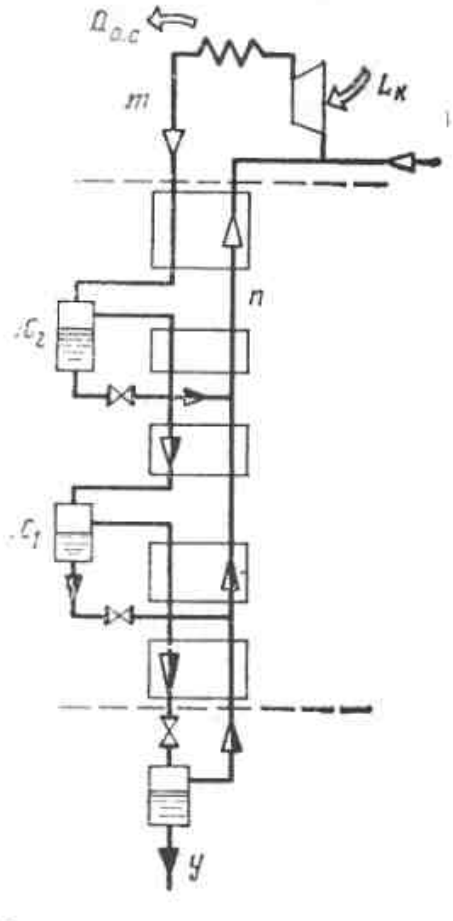


Рис. 8.15. Схема однопоточного дроссельного цикла ожижения природного газа с промежуточной сепарацией по А. П. Клименко.

тельности (и соответственно возвращаемой работы) для всех детандеров.

Возможны и другие варианты построения *СПО*, аналогичные используемым в R-системах (например, посредством дроссельных R_s-систем на основе смесей или R_n-систем).

Для ожижения природного газа широкое распространение получили так называемые однопоточные дроссельные установки на смесях, предложенные А. П. Клименко [27]. Схема такой системы показана на рис. 8.15. В компрессоре сжимается смесь ожижаемого газа (метана) с более тяжелыми углеводородами (C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10} и др.). По мере охлаждения прямого потока m конденсирующиеся в нем тяжелокипящие компоненты сепарируются и после дросселирования возвращаются в обратный поток. К последнему дросселю (*СОО*) подходит почти чистый метан. Сепарация и промежуточное дросселирование в *СПО* обеспечивают внутреннее охлаждение на промежуточных уровнях и нужное соотношение $G_n/G_m<1$. Коэффициент полезного действия таких ожижительных установок достигает значений $\eta_e>35\div40\%$, и они не содержат ни одной низкотемпературной машины.

Ожижители с детандерной *СОО* (Сименса)

В последние годы находят применение ожижители, в которых используется *СОО* с детандером, работающим в двухфазной области, т. е. L-системы с охлаждаемыми *СПО* и ступенями Сименса. В наибольшей степени они разрабатываются применительно к ожижению гелия, поскольку условия работы детандеров с жидкой фазой в этом случае наиболее благоприятны. Замена ступени L Линде ступенью L Сименса сводится по существу только к замене дроссельной или дроссельно-эжекторной *СОО* на *СОО* с детандером. На рис. 8.16 показана схема ожижителя водорода со ступенью Сименса и предварительным внешним охлаждением на двух уровнях кипящим жидким азотом. Замена в *СОО* дросселя

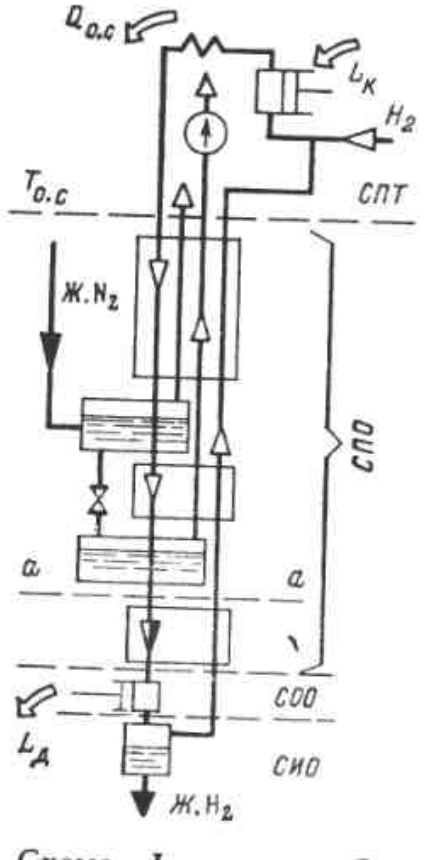


Рис. 8.16. Схема L-системы Сименса для ожижения водорода с внешним охлаждением в *СПО*.

детандером всегда повышает термодинамическую эффективность L-системы, как и R-системы.

Энергетический баланс ожижителя со ступенью Сименса и охлаждаемой *СПО* в общем случае имеет вид:

$$y = \frac{\Delta i_T + q_x + \Sigma M_i \Delta i_{д.\,i} + (1 - \Sigma M_i)\,\Delta i_{д.с}}{q_{ож} - \Delta i_н}, \qquad (8.17)$$

где $\Delta i_{д.с}$ — разность энтальпий, обеспечиваемая детандером в *СОО*.

Если в *СПО* отсутствует внешнее охлаждение, то $q_{доп}=0$; если отсутствует внутреннее детандерное охлаждение, то $\Sigma M_i \Delta i_{дi}=0$.

Коэффициент полезного действия η_e ожижителя

$$\eta_e = \frac{y\,(e_5 - e_1)}{e_2 - e_1/(\eta_{из.к}\eta_{эм.к}) - \Sigma M_i \Delta i'_{д.\,i} \times \times \eta_{ад.д}\eta_{эм} - (1 - \Sigma M_i)\,\Delta i'_{д.с}\eta_{ад}\eta_{эм}}. \qquad (8.18)$$

Тепловой расчет и оптимизация ожижителей со ступенями Линде и Сименса проводятся в принципе одинаково. Сначала рассчитывается соответствующая ступень ниже сечения *а-а* (рис. 8.8, 8.9 и 8.14), т. е. неохлаждаемая часть *СПО* совместно с *СОО* и *СИО*. Для этого задаются температурой и $\Delta T_н$ в сечении *а-а*. Расчет и оптимизация проводятся по тем же формулам, что и L-системы Линде с неохлаждаемой *СОО*. Для ступени Сименса уравнение энергетического баланса, соответствующее (8.4), имеет вид:

$$y = \frac{\Delta i_T + \Delta i_{д.с} - \Delta i_н - q_{из}}{q_{ож} - \Delta i_н}. \qquad (8.19)$$

Разумеется, величины $q_{ож}$, Δi_T, $\Delta i_н$ нужно отсчитывать с уровня *а-а*.

Второй этап расчета — определение параметров охлаждаемой части *СПО* — ведется так же, как и для R_e-систем, «снизу вверх».

Подробно методика теплового расчета L-систем описана в [3, 11].

Процессы замораживания газов

Замороженные газы, за исключением твердой двуокиси углерода (сухого льда), как и шуга, до последнего времени использовались в технике в ограниченных количествах.

В последние годы интерес к замороженным газам — твердым криоагентам — повысился в связи с тем, что в ряде случаев хранение и транспортирование технических газов в твердом виде может быть более выгодным, чем в жидком. Замороженный газ имеет меньший объем, чем жидкость, а упругость пара над ним, как видно из графиков на рис. 8.3, очень невелика. Кроме того, потери от внешнего теплопритока $q_{из}$ меньше, так как существенная доля поступающего тепла затрачивается на плавление. Эти обстоятельства позволяют уменьшить массу и размеры сосудов для хранения и транспортирования газа, что особенно важно для авиации и космических полетов. Для этих целей находят также применение двухфазные системы, состоящие из ожиженного газа, содержащего некоторую долю кристаллов замороженного газа — шуги.

Небольшие количества низкокипящих газов переводятся в твердое состояние или шугу обычно внешним охлаждением предварительно ожиженного газа в ванне с каким-либо жидким кипящим криоагентом. В качестве криоагента может использоваться другой газ (например, азот для замораживания аргона или водород для замораживания азота), кипящий при температуре ниже точки затвердевания замораживаемого газа. Иногда в качестве хладоагента используют часть того же ожиженного газа, который подвергается замораживанию путем испарения под вакуумом. Таким способом, например, Кизомом в 1926 г. был впервые заморожен гелий. Ожижение газов, нужных для процесса замораживания, осуществляется одним из способов, описанных выше. В некоторых случаях для замораживания газов могут использоваться установки с газовыми криогенными циклами (например, машины, работающие по обратному циклу Стирлинга).

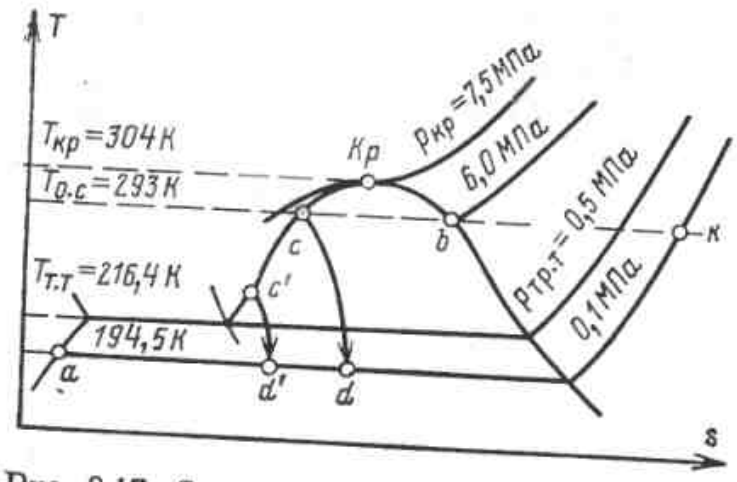


Рис. 8.17. Состояние CO_2 на T, s-диаграмме.

Находит применение также способ замораживания посредством внутреннего охлаждения — откачки части газа над жидкостью [11, 15, 43].

Процессы замораживания газов, о которых говорилось выше, периодические. Примером непрерывного процесса замораживания, позволяющего получать продукт в больших количествах, может служить установка для производства твердой двуокиси углерода — сухого льда.

Состояние двуокиси углерода в T, s-диаграмме схематически показано на рис. 8.17. Как видно из диаграммы, в точке соответствующей твердому состоянию при атмосферном давлении, замороженный газ находится в равновесии с паром, так как его температура ниже температуры тройной точки (—56,6°С). Поэтому твердая двуокись углерода не плавится при атмосферном давлении, а непосредственно переходит в пар (этим и объясняется название «сухой лед»). Теплота сублимации сухого льда при 0,1 МПа составляет 574 кДж/кг. Из диаграммы видно также, что критическая температура двуокиси углерода (31,0°С) выше температуры окружающей среды $T_{о.с}$; это позволяет произвести конденсацию CO_2 (процесс *kbc*) только путем изотермического сжатия. Необходимое для этого давление должно превышать 6—7 МПа. Полученная при этом жидкость (точка *c*) посредством дросселирования до давления 0,1 МПа (точка *d*) могла бы быть частично переведена в твердое состояние и отделена от пара аналогично тому, как это делается при ожижении газов. Однако энергетически более выгодно предварительно охладить жидкость перед дросселированием, что позволяет получить большую долю замороженного газа (процесс *c'-c'*). Такое охлаждение производят в промышленных установках путем использования как самой двуокиси углерода для холодильных циклов, так и внешнего охлаждения аммиачным или фреоновым циклом.

Первый процесс, обычно называемый процессом высокого давления, до последнего времени был наиболее распространен.

На рис. 8.18 приведены принципиальная схема трехступенчатой компрессионной установки для выработки сухого льда (рис. 8.18,*а*) и процесс работы этой установки в T, s-диаграмме (рис. 8.18,*б*).

Для выработки сухого льда используется парообразная двуокись углерода, сырьем для получения которой обычно служат дымовые газы. Парообразная CO_2 вводится в установку при давлении около 0,1 МПа.

Парообразная CO_2, вводимая в установку извне, в состоянии *0* вместе с парами CO_2, выделившимися в генераторе сухого льда *II* при давлении p=0,1 МПа в состоянии *1*, поступает при этом давлении в виде смеси в состоянии *2* в компрессор нижней ступени *I*, где сжимается до давления p''_0, несколько превышающего давление тройной точки $p_{т.т}$=0,53 МПа. Обычно p''_0=0,6÷0,65 МПа.

Сжатый пар, выходящий из компрессора *I* в состоянии точки *3*, имеет обычно температуру, превышающую температуру окружающей среды. Для уменьшения энергозатрат на выработку сухого льда этот пар пропускается через холодильник *XII*, где путем отвода тепла $Q'_{о.с}$ в окружающую среду его температура снижается с T_3 до T''_3.

Пар CO_2 после холодильника *XII* смешивается с паром CO_2, выделившимся при том же давлении в промежуточном сосуде *IV* в состоянии точки *4*.

Смесь этих паров в состоянии точки *5* поступает в компрессор средней ступени *XI* и сжимается до давления p'''_0. Обычно давление p'''_0 выбирается как среднегео-

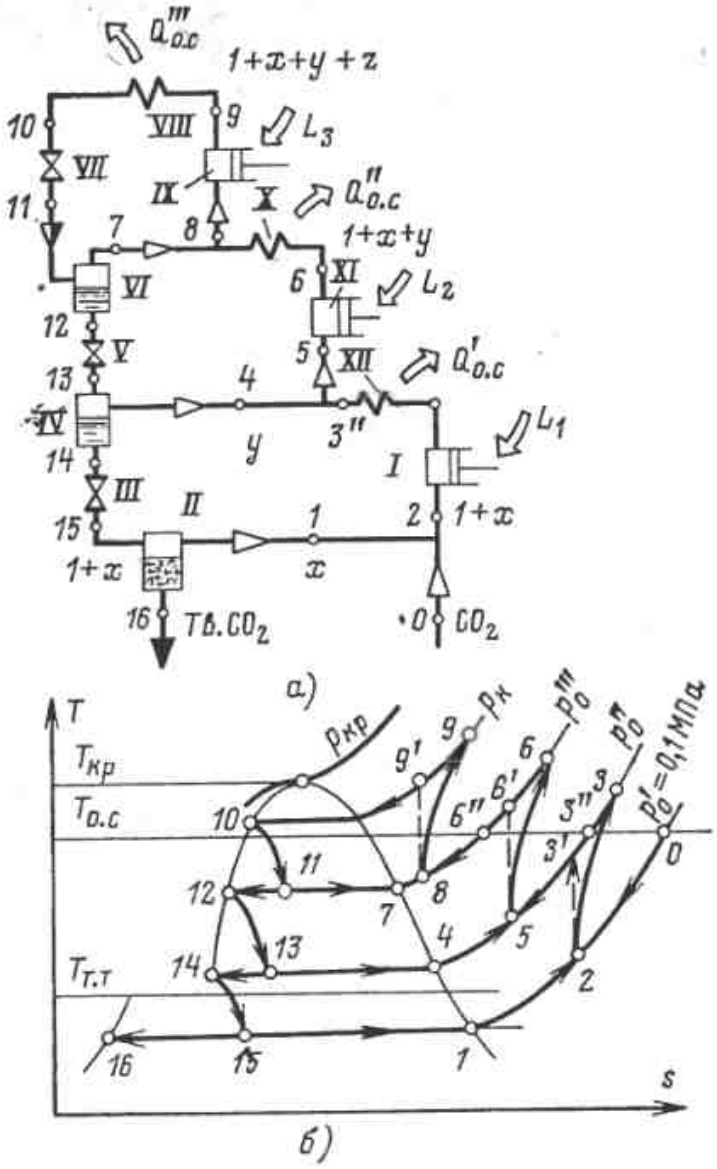


Рис. 8.18. Схема трехступенчатой дроссельной установки для производства твердой двуокиси углерода (Тв. CO_2).

метрическое значение давлений p''_0 и $p_к$

$$p'''_0 = \sqrt{p''_0 p_к},$$

где $p_к$ — давление в конденсаторе.

Сжатый пар, выходящий из компрессора *XI* в состоянии точки *6*, пропускается через холодильник *X*, где в результате отвода тепла в окружающую среду температура снижается с T_6 до T''_6.

Для охлаждения паров CO_2 в холодильниках *XII* и *X* обычно используется охлаждающая вода. Пар CO_2 после холодильника *X* смешивается с паром CO_2, выделившимся при том же давлении в промежуточном сосуде *VI* в состоянии *7*. Смесь этих паров в состоянии *8* поступает в компрессор верхней ступени *IX* и сжимается до давления конденсации $p_к$, которое обычно несколько ниже критического давления $p_{кр}$=7,5 МПа.

Сжатый пар после компрессора верхней ступени в состоянии *9* поступает в конденсатор *VIII*, где конденсируется при отводе тепла $Q'''_{o.c}$ в окружающую среду.

Жидкая двуокись углерода выходит из конденсатора в состоянии *10* и поступает в дроссельный вентиль *VII* верхней ступени. Из вентиля CO_2 выходит при давлении p'''_0 в состоянии точки *11* и представляет собой двухфазную смесь жидкой (состояние *12*) и парообразной (состояние *7*) двуокиси углерода.

После разделения фаз в промежуточном сосуде *VI* пар CO_2 направляется в компрессор *IX*, а жидкость поступает в дроссельный вентиль *V*, где образуется двухфазная смесь. Пар направляется в компрессор *XI*, а жидкость поступает в дроссельный вентиль *III* нижней ступени.

Проходя через дроссельный вентиль *III*, жидкость (точка *14*) превращается в двухфазную смесь пара и твердого тела. Эта смесь в состоянии *15* поступает в генератор сухого льда *II*, где происходит разделение фаз. Твердая двуокись углерода в состоянии *16* остается в генераторе и периодически выводится из него в виде сухого льда, а пар CO_2 в состоянии *1* направляется в компрессор *1* нижней ступени.

Так как в льдогенераторе твердая двуокись углерода получается в снегообразном виде, ее необходимо спрессовать. Эта операция производится с помощью специального прессующего поршня. Полученный твердый блок плотностью 1400—1500 кг/м^3 и массой от 10 до 100 кг удаляется из камеры.

Расчет расхода CO_2, производительности отдельных элементов и расхода энергии в установке для выработки сухого льда ведется на основе энергетических балансов.

Количество пара в килограммах, выделяющееся на 1 кг сухого льда в отдельных элементах установки, определяется из баланса соответствующего аппарата:

в генераторе сухого льда

$$x=(i_{14}-i_{16})/(i_1-i_{14}); \qquad (8.20)$$

в промежуточном сосуде *VI*

$$y=(1+x)(i_{12}-i_{14})/(i_4-i_{12}); \qquad (8.21)$$

в промежуточном сосуде *IV*

$$z=(1+x+y)(i_{10}-i_{12})/(i_7-i_{10}). \qquad (8.22)$$

Энтальпия пара на всасывающей стороне компрессоров отдельных ступеней установки:

$$\left.\begin{aligned} i_i &= (xi_1 + i_0)/(1+x);\\ i_6 &= [(1+x)\,i'''_3 + yi_4]/(1+\\ &+x+y);\\ i_8 &= [(1+x+y)\,i''_6 + zi_7]/(1+\\ &+x+y+z). \end{aligned}\right\} \qquad (8.23)$$

Энтальпии пара на нагнетательной стороне компрессоров при отсутствии на компрессорах внешнего охлаждения:

$$\left.\begin{aligned} i_3 &= i_2 + (i'_3 - i_2)/\eta_{i,\,I};\\ i_6 &= i_5 + (i'_6 - i_5)/\eta_{i,\,IX};\\ i_9 &= i_8 + (i'_9 - i_8)/\eta_{i,\,XI}, \end{aligned}\right\} \qquad (8.24)$$

где i'_3, i'_6, i'_9 — энтальпии на нагнетательной стороне компрессоров при изэнтропном сжатии; $\eta_{i,I}$; $\eta_{i,IX}$; $\eta_{i,XI}$ — индикаторные (адиабатные) КПД компрессоров нижней, средней и верхней ступеней.

Удельный отвод тепла в конденсаторе на единицу выхода сухого льда

$$q'''_{o.c} = q_к = (1 + x + y + z)(i_9 - i_{10}). \qquad (8.25)$$

Удельный отвод тепла в охладителях *XII* и *X*:

$$\left.\begin{aligned} q'_{o.c} &= q_{охл,\,XII} = (1 + x)(i_3 - i''_3);\\ q''_{o.c} &= q_{охл,\,X} = (1 + x + y)(i_6 - i''_6). \end{aligned}\right\} \qquad (8.26)$$

Удельная внутренняя работа компрессоров на единицу выхода сухого льда определяется по формулам

нижней ступени

$$l_{i,I} = (1 + x)(i_3 - i_2); \qquad (8.27)$$

средней ступени

$$l_{i,IX} = (1 + x + y)(i_6 - i_5); \qquad (8.28)$$

верхней ступени

$$l_{i,XI} = (1 + x + y + z)(i_9 - i_8). \qquad (8.29)$$

Энергетический баланс установки проверяется по формуле

$$i_0 + l_{i,I} + l_{i,IX} + l_{i,XI} = i_{16} + q_к + q_{охл,X} + q_{охл,XII}. \qquad (8.30)$$

Расчетная тепловая нагрузка конденсатора

$$Q'''_{o.c} = Q_к = Gq_к, \qquad (8.31)$$

где G — производительность установки по сухому льду.

Расчетная тепловая нагрузка охладителей *XII* и *X*:

$$\left.\begin{aligned} Q'_{o.c} &= Q_{охл,XII} = Gq_{охл,XII};\\ Q''_{o.c} &= Q_{охл,X} = Gq_{охл,X}. \end{aligned}\right\} \qquad (8.32)$$

Электрическая мощность компрессоров:

$$\left.\begin{aligned} N_I &= Gl_{i,\,I}/\eta_{эм,\,I};\\ N_{IX} &= Gl_{i,\,IX}/\eta_{эм,\,IX};\\ N_{XI} &= Gl_{i,\,XI}/\eta_{эм,\,XI}, \end{aligned}\right\} \qquad (8.33)$$

где $\eta_{эм,I}$, $\eta_{эм,IX}$, $\eta_{эм,XI}$ — электромеханические КПД соответствующих компрессоров.

Суммарная электрическая мощность компрессоров, кВт,

$$N = N_I + N_{IX} + N_{XI}. \qquad (8.34)$$

Коэффициент полезного действия установки может быть определен как отношение разности эксергий 1 кг сухого льда и поступающего углекислого газа к удельному расходу работы на его выработку. Расход эксергии на получение 1 кг сухого льда в идеальном процессе определяется по e, i-диаграмме CO_2 или по формуле

$$\Delta e_{замор} = e_{16} - e_0 = i_{16} - i_0 - T_{o.c}(s_{16} - s_0), \qquad (8.35)$$

где $i_{16} - i_0$ и $s_{16} - s_0$ — разности соответственно энтальпий и энтропий двуокиси углерода в конечной и начальной точках процесса, кДж/кг, кДж/(кг·К).

Коэффициент полезного действия установки для выработки сухого льда

$$\eta_e = \Delta e_{замор} G/N. \qquad (8.36)$$

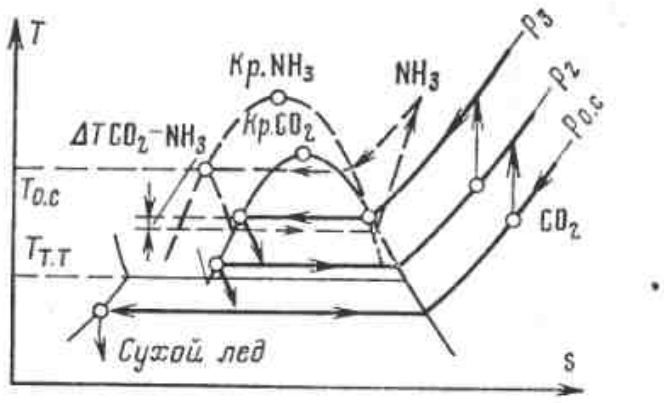


Рис. 8.19. Процесс получения твердой двуокиси углерода в установке с внешним охлаждением на T, s-диаграмме.

При использовании аммиачной или фреоновой холодильной установки можно осуществить конденсацию CO_2 при температуре $T < T_{o.c}$ и при соответственно более низком давлении. В такой установке среднего давления CO_2 во второй ступени нужно сжимать только примерно до 2 МПа. Общий расход энергии при этом снижается на 10—15%. Процесс работы такой установки в T, s-диаграмме показан на рис. 8.19.

8.4. СВОЙСТВА ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ И ХАРАКТЕРИСТИКА МЕТОДОВ ИХ РАЗДЕЛЕНИЯ

Широкое использование различных газов и их смесей в народном хозяйстве вызывает необходимость их получения в достаточных количествах с нужными параметрами (составами, температурами, давлениями и агрегатными состояниями) и при возможно низких затратах.

Таблица 8.8

Разделяемые газовые смеси							Получаемые газы	
Воздух	Природный газ	Коксовый газ	Водяной газ	Газ синтеза аммиака	Газ крекинга нефти	Дымовые газы		
→	— —	— —	— —	— —	— —	— →	Кислород	O_2
→	— —	— —	— —	— —	— —	— →	Азот	N_2
→	— —	— —	— —	— —	— —	— →	Неон	Ne
→	— —	— —	— —	— —	— —	— →	Криптон	Kr
→	— —	— —	— —	— —	— —	— →	Ксенон	Xe
→	— —	— —	— —	— —	— —	— →	Аргон	Ar
		→	→	→	— —	— →	Водород	H_2
		→	→	→	— —	— →	Дейтерий	D_2
	→	— —	— —	— —	— —	— →	Гелий	He
	→	→	— —	→	→	— →	Метан	CH_4
	→	— —	— —	— —	→	— →	Этан	C_2H_6
	→	— —	— —	— —	→	— →	Пропан	C_3H_8
	→	— —	— —	— —	→	— →	Бутан	C_4H_{10}
					→	— →	Пропилен	C_3H_6
		→	— —	— —	→	— →	Этилен	C_2H_4
						→	Углекислый газ	CO_2
			→	— —	— —	— →	Окись углерода	CO

Как правило, ни в природе, ни в технологических процессах газы при нужных параметрах не встречаются. Поэтому их получение неизбежно связано с процессами разделения исходных смесей. Эти процессы осуществляются в крупном масштабе; количество производимых в промышленно развитых странах таких газов, как кислород или азот, измеряется миллиардами кубических метров в год.

В табл. 8.8 приведены основные газовые смеси и получаемые из них продукты разделения. Стрелками показано, какие продукты могут быть извлечены из каждой исходной смеси.

Как видно из таблицы, газовые смеси и получаемые из них продукты разделения весьма разнообразны по физическим и химическим свойствам.

Большинство получаемых при разделении газов (за исключением углеводородов от C_2 и выше и углекислого газа) представляют собой криоагенты, т. е. имеют нормальные температуры конденсации в широком интервале температур ниже 120 К. Это обстоятельство определяет возможность использования для разделения смесей этих газов низкотемпературных методов, которые в большинстве случаев оказываются экономически наиболее выгодными.

Многочисленные методы разделения газовых смесей, применяемые в технике [3, 43], основаны на использовании тех или иных отличий в свойствах веществ, входящих в смесь.

Некоторые из них (гравитационный, основанный на использовании разницы в молекулярных массах газов, термодиффузионный, при котором используется диффузия в противоположных направлениях тяжелых и легких молекул под дей-

ствием температурного градиента, и химический, при котором используется связывание некоторых из составных частей смеси путем химических реакций) непригодны или экономически неконкурентоспособны при больших масштабах производства.

Сорбционные способы — адсорбционный и абсорбционный — применяются в технике разделения газов и, как правило, оказываются более выгодными при относительно малых количествах разделяемой смеси.

Диффузионный способ, основанный на различной проницаемости тонких перегородок для тех или иных составляющих газовой смеси, в последнее время интенсивно разрабатывается.

В качестве примеров селективных мембран можно назвать платину (при нагреве пропускает водород), кварцевое стекло (пропускает гелий), некоторые полимеры (пропускают кислород лучше, чем азот) и др. Однако пока диффузионный метод находит ограниченное применение вследствие как технических трудностей (главная из них — необходимость иметь в ограниченном объеме очень большую поверхность тонких мембран, измеряемую тысячами квадратных метров), так и относительно больших удельных энергетических затрат на проталкивание газа через мембраны.

Наконец, нужно упомянуть магнитный метод разделения, применимый в принципе только для выделения из смеси газов, обладающих заметными парамагнитными свойствами. Таких газов только два — кислород и закись азота; попытки создать технически приемлемый магнитный способ выделения кислорода из воздуха пока не дали результата вследствие сравнительно малой магнитной проницаемости кислорода.

Доминирующее место в промышленности занимают различные варианты конденсационно-испарительного метода разделения, основанного на использовании разницы в составах равновесных паровой и жидкой фаз разделяемой смеси.

В технике низкотемпературного разделения используются три вида конденсационно-испарительного метода: непрерывное испарение смеси, непрерывная конденсация и ректификация [26]. Во всех случаях для проведения этих процессов при $T<T_{о.с}$ требуется отвод тепла при конденсации на уровне $T_к$ и его подвод при испарении на уровне $T_и>T_к$, которое при $T<T_{о.с}$ осуществляется только посредством трансформаторов тепла.

Для анализа и оценки энергетических характеристик процессов разделения необходимо, как и в других случаях, прежде всего рассмотреть идеальные процессы.

8.5. ИДЕАЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Общие положения

Для оценки термодинамического совершенства любого процесса разделения необходимо провести сравнение его с идеальным. Идеальный процесс проходит при термодинамическом минимуме работы, который определяется ее затратой на обратимое проведение процесса разделения смеси (минимальная работа разделения).

Отношение минимальной работы разделения к реальной, затраченной в процессе, определяет эксергетический КПД процесса

$$\eta_e = l_{мин}/l_р. \qquad (8.37)$$

Величину $l_р$ можно выразить через $l_{мин}$ и сумму потерь в процессе Σd

$$l_р = l_{мин} + \Sigma d.$$

Всякое совершенствование процесса приводит к снижению Σd, приближению $l_р$ к $l_{мин}=l_{ид}$ и возрастанию η_e. Значение $l_р$ находится экспериментально или расчетным

путем. Минимальная работа разделения определяется из термодинамических положений с использованием идеальной модели процесса.

Для четкости изложения напомним определения некоторых терминов, связанных с процессами разделения.

Компонент смеси — входящее в смесь вещество определенного химического состава, содержание которого не зависит от наличия других веществ в смеси. Число компонентов в смеси может быть $n \geqslant 2$. Во многих случаях при $n > 3$ смесь в первом приближении можно представить как бинарную, рассматривая две группы компонентов, содержащих вещества, близкие по температурам кипения, как два компонента.

Фракция — смесь, полученная в процессе разделения и отличающаяся от исходной повышенным содержанием одного или нескольких компонентов. В пределе фракция может состоять из одного чистого компонента.

При разделении n-компонентной смеси можно получить n чистых компонентов, но неограниченное число фракций самого разнообразного состава.

Процесс разделения — это процесс получения из смеси компонентов или фракций, имеющих температуры и давления исходной смеси. Обычно при термодинамическом анализе температура смеси, как и продуктов разделения, принимается равной температуре окружающей среды

$$T_{см} = T_i = T_{о.с} = 293 \text{ К}.$$

Для определения в общем виде минимальной работы разделения рассмотрим многокомпонентную смесь, имеющую объем $V_{см}$. Ее состояние характеризуется термодинамическими параметрами $p_{см}$, $T_{см}$, $s_{см}$, $i_{см}$, $e_{см}$. Примем также вначале, что смесь и ее компоненты — идеальные газы. Каждый из компонентов находится под своим парциальным давлением p_i при температуре $T_{см}$ и в объеме $V_{см}$.

Связь между параметрами идеальной смеси и компонентов до разделения можно записать по закону Дальтона следующим образом:

$$p_{см} = \sum_{i=1}^{i=n} p_i; \tag{8.38}$$

$$p_i = p_{см} N_i. \tag{8.39}$$

Парциальное давление каждого компонента равно общему давлению, умноженному на мольную долю N_i компонента в смеси. Чтобы получить чистые компоненты при $p_{см}$ и $T_{см}$, необходимо изотермически повысить давление каждого из компонентов с p_i до $p_{см}$ при одновременном уменьшении объема с $V_i = V_{см}$ до парциального $V_к = N_i V_{см}$. Определим для этих условий затрату работы и изменение параметров i, s, e в идеальной модели процесса разделения.

Такую модель можно представить в виде системы, состоящей из камеры с полупроницаемыми перегородками и компрессоров K_1, K_2, ..., K_i, ..., K_n для сжатия компонентов (рис. 8.20).

Смесь поступает в камеру, где давление равно $p_{см}$ и температура $T_{см}$. Каждый компонент проходит

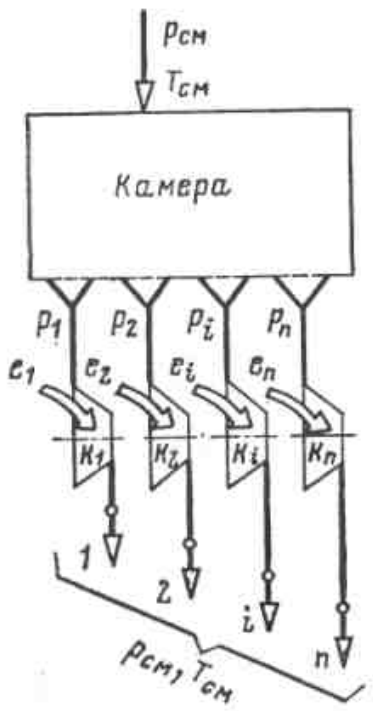


Рис. 8.20. Схема модели обратимого разделения многокомпонентной смеси.

через соответствующую полупроницаемую перегородку, которая пропускает только один компонент, и поступает в компрессор с парциальным давлением p_i.

Таким образом, после камеры компоненты смеси разделены и находятся под парциальными давлениями. Эта первая стадия процесса разделения не вызывает затраты работы, так как параметры компонентов смеси остаются неизменными.

На второй стадии проводится сжатие каждого из компонентов с p_i до $p_{см}$ при $T=T_{см}$. При этом необходимо в каждом компрессоре затратить работу изотермического сжатия:

для 1 кг идеального газа

$$l_{из,i}=R_iT_{см}\ln(p_{см}/p_i)=$$
$$=R_iT_{см}\ln(1/N_i);$$

для 1 кмоля

$$l_{из,i}=\mu R_iT_{см}\ln(1/N_i)=$$
$$=R_0T_{см}\ln(1/N_i).$$

Для мольных долей газа в смеси, кДж/кмоль,

$$L_i=N_il_{из,i}.$$

Общая затрата работы $L_{мин}$ на n компонентов — минимальная работа разделения смеси — равна сумме работ изотермического сжатия всех ее компонентов

$$L_{мин}=\Sigma L_i=\Sigma N_il_{из,i}=$$
$$=RT_{о.с}\Sigma N_i\ln(1/N_i); \qquad (8.40а)$$
$$L_{мин}=T_{о.с}\Sigma R_iN_i\ln(1/N_i). \qquad (8.40б)$$

Таким образом, минимальная (или идеальная) работа полного разделения идеальной газовой смеси равна суммарной работе изотермического сжатия всех ее компонентов от парциального давления до давления смеси.

Рассмотренная модель процесса разделения применима для оценки любого способа разделения, так как затраты работы в обратимом процессе определяются только начальным и конечным состояниями и не зависят от пути процесса.

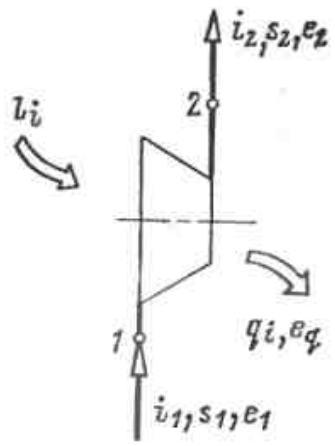


Рис. 8.21. Обратимое изотермическое сжатие компонентов смеси.

Для анализа изменения термодинамических функций s, i, e в процессе разделения рассмотрим процесс сжатия компонентов в компрессорах K_1, K_2, ..., K_i, ..., K_n (рис. 8.21).

1. По энергетическому балансу процесса сжатия в компрессоре можно проанализировать изменение энтальпии в процессе

$$l_i+i_1=q_i+i_2.$$

Для идеального газа в изотермическом процессе сжатия энтальпия остается постоянной, т. е. $i_2=i^*_1$:

$$l_i=q_i+i_2-i_1;\ l_i=q_i.$$

Энтальпия компонентов смеси не меняется при разделении, поэтому энтальпия смеси до разделения равна суммарной энтальпии компонентов после него

$$I_{см}=\sum_{i=1}^{i=n}i_iN_i. \qquad (8.41)$$

2. Изменение энтропии в процессе разделения можно проиллюстрировать на T, s-диаграмме (рис. 8.22).

При сжатии газа с T=const (процесс *1-2*) энтропия его уменьшается. Работу сжатия можно определить через изменение энтропии

$$l_i=q=T_{о.с}\Delta s.$$

* Для реального газа необходимо учесть изотермический дроссель-эффект Δi_T.

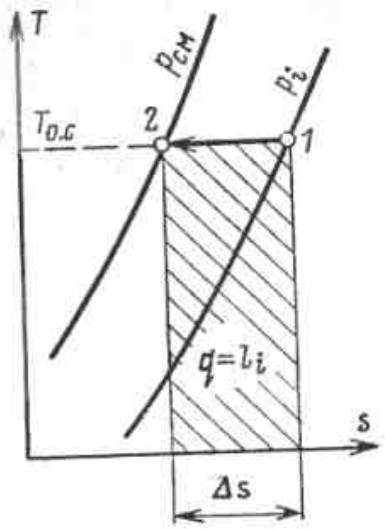


Рис. 8.22. Изотермическое сжатие компонента на T, s-диаграмме.

Тогда минимальная работа разделения

$$L_{мин}=T_{о.с}\Sigma N_i\Delta s.$$

Таким образом, энтропия в процессе разделения уменьшается и суммарная энтропия компонентов меньше, чем исходной смеси:

$$\sum_{i=1}^{i=n} s_iN_i < s_{см}. \qquad (8.42)$$

3. Изменение эксергии в процессе разделения можно проследить, используя эксергетический баланс процесса идеального изотермического сжатия (рис. 8.23):
$e_1+l_i=e_q+e_2$; $e_q=q_{о.с}\tau_e=0$; $l_i=e_2-e_1=\Delta e$.

Эксергия потока в процессе сжатия возрастает.

Суммарная эксергия компонентов смеси после разделения больше эксергии исходной смеси

$$\sum_{i=1}^{i=n} e_iN_i > E_{см}.$$

Минимальная работа разделения может быть определена через изменение эксергии компонентов как сумма изменений эксергии при сжатии каждого компонента от его парциального давления до давления смеси

$$L_{мин}=\sum_{i=1}^{i=n}\Delta e_iN_i. \qquad (8.43)$$

Итак, минимальную работу разделения идеальной газовой смеси можно записать тремя формулами:

для идеальных газов

$$L_{мин}=R_0T_{о.с}\Sigma N_i\ln(1/N_i);$$

для реальных газов *

$$\left.\begin{aligned} L_{мин}&=T_{о.с}\Sigma N_i\Delta s_i;\\ L_{мин}&=\Sigma N_i\Delta e_i. \end{aligned}\right\}$$

Характер изменения основных термодинамических параметров при разделении показан на рис. 8.23.

Процесс обратимого разделения смеси, описанный выше, включает обработку (изотермическое сжатие от парциального до исходного давления смеси) всех ее компонентов.

В принципе возможно в случае необходимости проводить такой процесс применительно к любому одному компоненту смеси, не затрагивая остальных. В этом случае модель, показанная на рис. 8.20, упро-

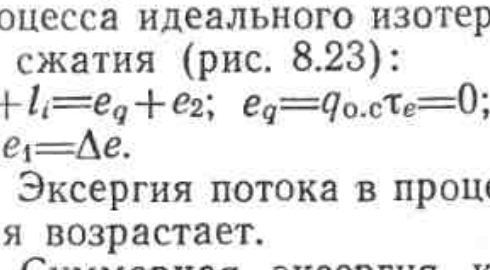


Рис. 8.23. Схема изменения термодинамических функций i, s и e в процессе разделения смеси.

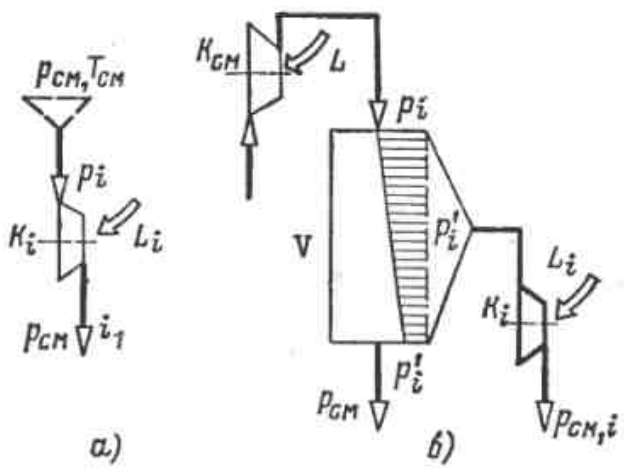


Рис. 8.24. Схема процессов выделения компонентов из смеси.

* Последние две формулы применимы для реального газа в том случае, если величины Δs и Δe сняты с диаграммы состояния реального газа. Практически, поскольку процессы разделения проходят большей частью при низких давлениях, разница значений $L_{мин}$ по всем трем формулам пренебрежимо мала.

щается, так как необходима только одна полупроницаемая перегородка для извлечения нужного компонента i (рис. 8.24,*а*). В компрессоре K_i компонент i изотермически сжимается до исходного давления $p_{см}$. Затрата работы на выделение компонента i равна:

$$L_i = N_i l_{i,из} = N_i R_0 T_{о.с} \ln(1/N_i). \quad (8.44)$$

Такой процесс выделения может быть проведен обратимо и стационарно только при соблюдении одного условия: парциальное давление p_i компонента i в исходной смеси при его отборе не должно уменьшаться, т. е. состав и давление этой смеси должны оставаться неизменными. В противном случае будет уменьшаться и давление после полупроницаемой перегородки, L_i будет расти и процесс превратится в нестационарный.

Условие p_i=const может быть выдержано только в том случае, если количество исходной смеси настолько велико, что выделение любого технически реализуемого количества компонента i не изменит ее состава. Этому требованию соответствует, например, атмосферный воздух.

В остальных случаях выделение компонента в стационарных условиях может проходить только необратимо.

Например, в схеме, показанной на рис. 8.24,*б*, парциальное давление p_i компонента на входе в камеру V должно быть выше давления p'_i после полупроницаемой перегородки, поскольку в процессе отбора компонента p_i постепенно снижается до p'_i и концентрация смеси по выделяемому компоненту при том же давлении $p_{см}$ в камере уменьшается. Изменение парциального давления компонента по длине камеры V условно показано на рис. 8.24,*б*, заштрихованной эпюрой, где горизонтальные линии характеризуют парциальное давление в общем давлении смеси (или концентрацию компонента i) в каждом сечении камеры.

Таким образом, в этом случае для проведения процесса выделения i-го компонента необходимо обеспечить некоторую разность парциальных давлений $\Delta p_i = p_i - p'_i$ на входе в камеру. По мере прохождения смеси в камере Δp_i снижается до значений, близких к нулю. (При обратимом выделении компонента разность давлений на перегородке всегда равна бесконечно малой величине.)

Если, например, в камеру поступает природный газ с давлением $p_{см}$=1,6 МПа и содержанием i-го компонента — гелия 1% (т. е. p_i= =0,016 МПа), то при выделении 50% гелия на выходе из камеры его парциальное давление в смеси составит p'_i=0,008 МПа. Такое же давление в пределе может быть установлено и после перегородки, перед компрессором. Процесс выделения гелия будет проходить при переменной разности парциальных давлений Δp_i, которая меняется от 0,008 МПа до значения, близкого к нулю.

Диаграмма *e*, ξ (эксергия — концентрация) бинарной смеси

Для определения показателей идеального процесса разделения газовых смесей может быть использована *e*, ξ-диаграмма (эксергия — концентрация) [7, 11].

В теории и практике разделения газовых смесей широко применяется модель бинарной смеси, так как большинство смесей в первом приближении можно, как уже указывалось, представить в виде бинарной. Использование такой модели бинарной смеси существенно упрощает расчеты.

Для этого необходимо располагать значениями *e* не только для различных давлений и температур, но и концентраций. Соответствующая эксергетическая диаграмма должна отличаться от *e*, *i*-диаграм-

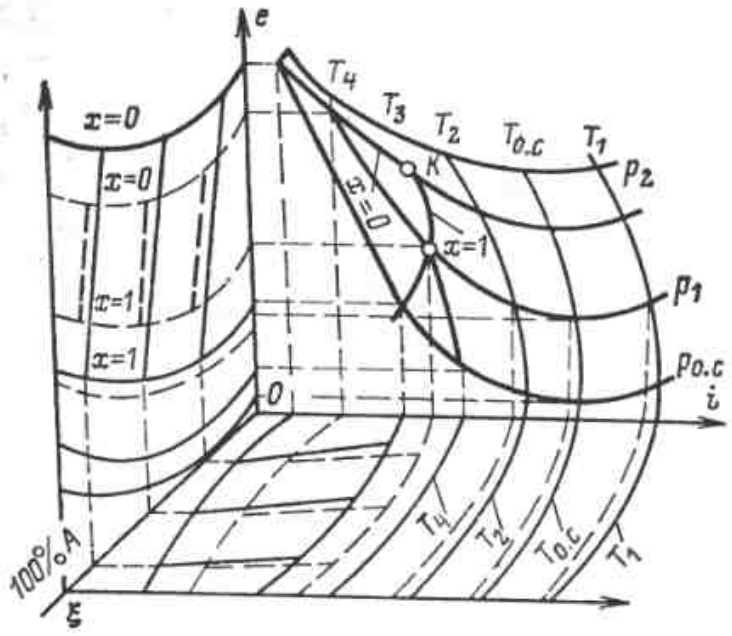


Рис. 8.25. Проекции линий пересечения термодинамических поверхностей бинарной смеси на плоскости i, e, ξ.

мы наличием третьей координаты ξ — концентрации *. Состояние смеси будет при этом отображаться точками в пространстве e, i, ξ. Условиям фазовых переходов ($x=0$ и $x=1$, где x — влажность пара), а также $T=\text{const}$ и $p=\text{const}$ будут соответствовать определенные поверхности (рис. 8.25).

Линии пересечения этих поверхностей с плоскостью e, ξ дадут e, ξ-диаграмму для смеси соответствующего состава.

При $\xi=0$ получится e, i-диаграмма чистого вещества B, при $\xi=1$ — чистого вещества A.

Проекции линий пересечения поверхностей $T=\text{const}$ при $x=0$ и $x=1$ с выбранными поверхностями $p=\text{const}$ дают на плоскостях i, ξ; e, ξ и i, e-диаграммы для данных давлений p. i, ξ-диаграмма широко известна и применяется в расчетах с бинарными смесями, e, ξ-диаграмма используется для термодинамического анализа процессов с бинарными смесями, как и e, i-диаграмма для процессов с чистым веществом.

* Для смеси, состоящей из легкокипящего компонента A и тяжелокипящего B, ξ показывает мольную концентрацию легкокипящего компонента A.

На рис. 8.26 показана схема диаграммы для давления $p=p_{\text{о.с}}$. По внешнему виду e, ξ-диаграмма напоминает i, ξ-диаграмму, но для веществ с $T_{\text{кр}}<T_{\text{о.с}}$ пограничные кривые в области влажного пара, как и изотермы при $T<T_{\text{о.с}}$, расположены в обратном порядке: изотермы, относящиеся к более низким температурам, находятся выше. Это объясняется тем, что e при $\xi=\text{const}$ и $p=\text{const}$ растет в низкотемпературной области по мере понижения энтальпии (как это видно и из i, e-диаграммы чистого вещества при $p=\text{const}$). В области $T>T_{\text{о.с}}$ изотермы также расположены выше изотермы $T_{\text{о.с}}$, но эксергия в этой области растет с повышением температуры. Вс всех случаях соблюдается одно и то же правило: чем больше отличается температура от $T_{\text{о.с}}$, тем дальше расположена рассматриваемая изотерма от изотермы $T_{\text{о.с}}$.

Концентрация $\xi_{\text{см}}$ соответствует составу разделяемой смеси. Для воздуха, рассматриваемого как бинарная смесь кислорода и азота, $\xi_{\text{см}}=0{,}79$. Точка O с нулевой эксергией соответствует давлению $p_{\text{о.с}}$ и температуре $T_{\text{о.с}}$.

Все изотермы на e, ξ-диаграмме обращены выпуклостью вниз, так

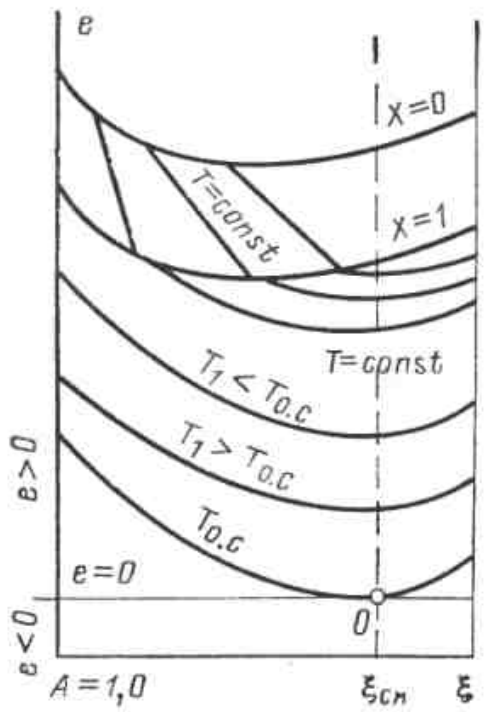


Рис. 8.26. Диаграмма e, ξ для давления $p_{\text{о.с}}$.

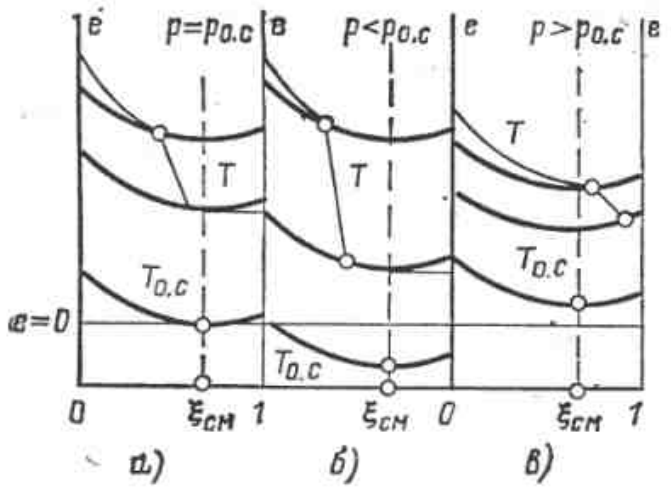


Рис. 8.27. Схемы e, ξ-диаграммы для трех давлений.
$а - p=p_{0.c}$; $б - p<p_{0.c}$; $в - p>p_{0.c}$.

как эксергия чистых веществ выше эксергии смесей на значение минимальной работы разделения.

В верхней части диаграммы находится область влажного пара, причем линия $x=0$ лежит выше линии $x=1$. Это объясняется большим значением эксергии жидкости для любой данной ξ, чем сухого насыщенного пара. В области влажного пара изотермы представляют собой наклонные прямые, причем угол их наклона изменяется по мере приближения к линиям ξ=0 и ξ=1, где изотермы вертикальны, как и в i, ξ-диаграмме.

При давлении $p<p_{0.c}$ (вакуум) изотерма $T_{0.c}$ опускается частично или полностью под прямую $e=0$ в область $e<0$. Соответственно смещаются вниз и другие изотермы. Границы области влажного пара при этом раздвигаются вследствие увеличения разности e при $x=0$ и $x=1$ для всех значений концентраций (рис. 8.27). При давлении $p>p_{0.c}$ изотермы смещаются вверх, а границы области влажного пара сближаются.

На e, ξ-диаграмму можно нанести изотермы и пограничные кривые для любых нужных давлений. Тогда, пользуясь свойствами эксергетической диаграммы, можно определить минимальную работу разделения смеси продуктов в любом их состоянии с учетом температур и давлений.

Таким образом, при помощи e, ξ-диаграммы можно находить минимальную работу процессов, включающих одновременно как разделение смеси, так и изменение любых параметров исходной смеси и продуктов разделения.

Обычно на диаграмму наносят кривые для ограниченного числа параметров, необходимых для расчета, чтобы не загромождать ее лишними линиями.

Рассмотрим порядок некоторых расчетов на e, ξ-диаграмме для смеси O_2—N_2. Положение точек, нужных для снятия величин с диаграммы, показано на рис. 8.28.

Охлаждение и ожижение смеси данного состава. Минимальная работа изменения состояния равна, как и для чистого вещества, разности значений e в начальной и конечной точках процесса при ξ=const. Например, для воздуха (ξ=0,79) минимальная работа охлаждения с $T_{0.c}$=293 К до T=120 К при давлении 0,1 МПа равна $\Delta e=e_{10}-e_0=2970$ кДж/кмоль, при охлаждении до температуры насыщения $\Delta e=e_8-e_0=4935$ кДж/кмоль, а при охлаждении до полной конденсации $\Delta e=e_9-e_0=20\,140$ кДж/кмоль.

Для чистого кислорода (ξ=0) эти величины равны соответственно $e_{11}-e_1$; e_4-e_1; e_6-e_1. Аналогично определяется

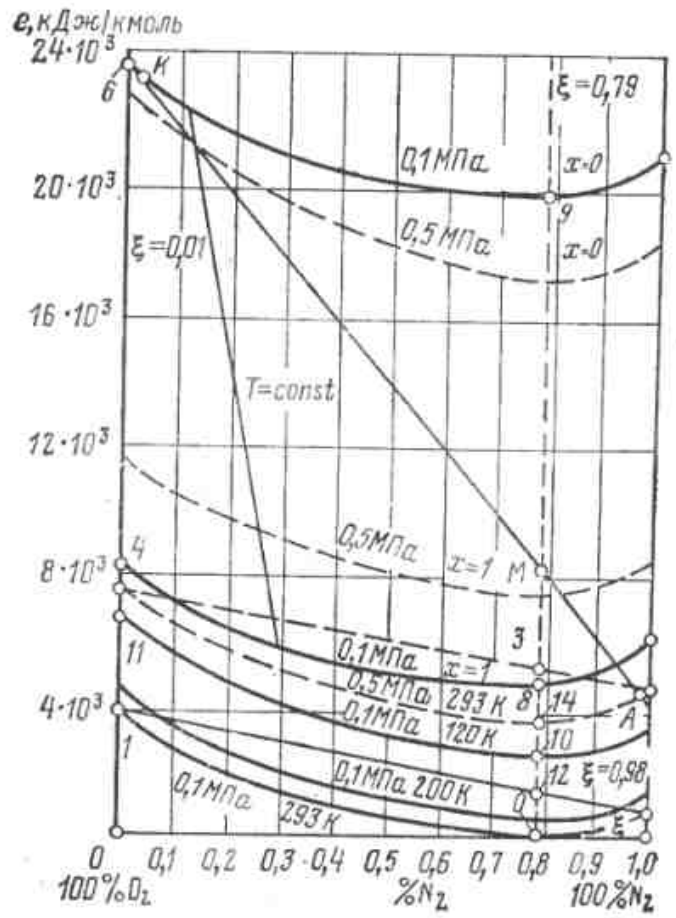


Рис. 8.28. Диаграмма e, ξ воздуха.

минимальная работа и при других давлениях и концентрациях, причем начальное и конечное давления могут быть и различными. Например, минимальная работа, необходимая для перевода в жидкость при давлении 0,1 МПа воздуха с давлением 0,5 МПа и температурой $T_{о.с}$, равна $e_9-e_{14}=21\,140-3500=17\,640$ кДж/кмоль. Эта работа меньше e_9-e_0, так как воздух, сжатый до 0,5 МПа, обладает некоторым собственным запасом эксергии.

Те же результаты для чистых веществ или смеси, имеющей постоянный состав (например, для воздуха), можно получить и по e, i-диаграмме соответствующего чистого вещества или смеси данного состава. Но преимущество e, ξ-диаграммы в том, что она одинаково пригодна для расчета всех концентраций от $\xi=0$ до $\xi=1$.

Разделение смеси. В этом случае обратимая работа $l_{мин}$ определяется простым построением на e, ξ-диаграмме.

Суммарная эксергия продуктов разделения находится по правилу, используемому для расчета количества тепла в i, ξ-диаграмме, т. е. как ордината точки пересечения прямой, соединяющей точки, соответствующие состояниям продуктов разделения, с вертикальной прямой $\xi=$const заданной концентрации смеси. Расстояние по ординате $\xi_{см}$ от точки пересечения до точки, соответствующей состоянию исходной смеси, равно l. Например, для разделения воздуха на чистые кислород и азот при $p=p_{о.с}$ и $T=T_{о.с}$ минимальная работа $e_{12}-e_0=1242$ кДж/кмоль воздуха, а при $p=0{,}5$ МПа и той же температуре $\Delta e=e_3-e_{14}$. Таким же способом определяется минимальная работа и для случаев, когда продукты разделения имеют любые температуры и давления, отличные от параметров разделяемой смеси, или находятся в другом агрегатном состоянии. Например, работа, необходимая для разделения воздуха, находящегося при параметрах окружающей среды, на жидкий кислород ($\xi=0{,}01$; точка К) и газообразный азот ($\xi=0{,}98$; точка A), равна $e_м-e_0=8500$ кДж/кмоль исходного воздуха.

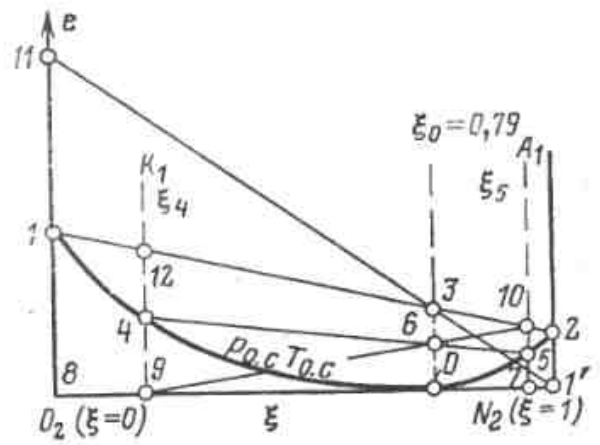


Рис. 8.29. Пересчет работы разделения на один из продуктов.

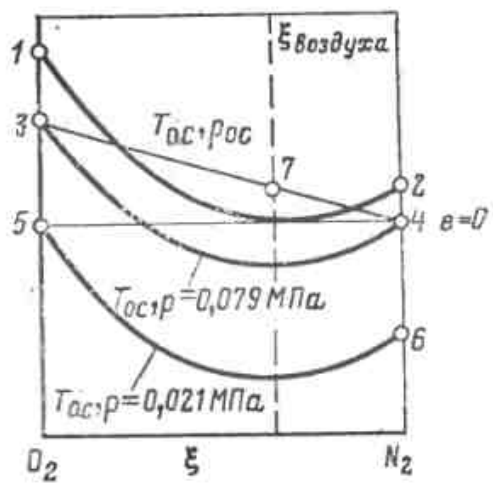


Рис 8.30. Подсчет работы выделения компонента по e, ξ-диаграмме.

В приведенных примерах минимальная работа, которая определялась по e, ξ-диаграмме, относилась к единице расхода разделяемой смеси. Свойства e, ξ-диаграммы позволяют получить значение этой работы, отнесенное к единице расхода любого из получаемых продуктов. Необходимое для этого построение показано на рис. 8.29.

Рассмотрим два примера разделения смеси состава $\xi_{см}$ при давлении $p_{о.с}$ и температуре $T_{о.с}$. Соответствующая изотерма *1-0-2* показана на e, ξ-диаграмме (рис. 8.29).

1. Смесь разделяется на чистые кислород O_2 ($\xi=0$) и азот N_2 ($\xi=1$). В этом случае минимальная работа разделения равна Δe_{3-0} на 1 кг разделяемого продукта. Если, например, нужно найти эту работу, отнесенную к 1 кг кислорода O_2, то необходимо из любой точки, находящейся на ординате $\xi=1$ (например, из точки *1'*), провести два луча, проходящих через точки *3* и *0*. Расстояние между точками пересечения этих лучей на ординате кислорода O_2 ($\xi=0$) определит искомую работу на 1 кг кислорода.

В рассматриваемом примере показаны лучи *1'-11* и *1'-8*. Искомое значение работы равно $e_{11}-e_8$.

2. Смесь при $p_{о.с}$ и $T_{о.с}$ разделяется на продукты K_1 и A_1 (точки *4* и *5*). Минимальная работа на 1 кг разделяемой смеси равна e_6-e_0. Работа, отнесенная к 1 кг продукта K_1, определяется посредством такого же построения, как в предыдущем примере, и равна $e_{12}-e_9$.

Особенности e, ξ-диаграммы воздуха. Диаграмма e, ξ для воздуха имеет некоторые особенности. Они связаны с тем, что воздух является окружающей средой и его нулевая эксергия $e_0=0$.

Рассмотрим нижнюю часть e, ξ-диаграммы для воздуха.

Как было показано выше, при понижении давления изотерма частично или полностью опускается ниже горизонтали $e=0$. Это означает, что при соответствующем давлении эксергия одного из компо-

нентов может быть равной нулю. Так, изотерма *3-4* на рис. 8.30 соответствует давлению, при котором эксергия азота равна нулю, а изотерма *5-6*—давлению, при котором нулю равна эксергия кислорода.

Легко показать, что в первом случае давление равно 0,079 МПа — парциальному давлению азота в воздухе, а во втором — 0,021 МПа, т. е. парциальному давлению кислорода.

Действительно, по формуле (8.44) нулевая эксергия 1 кмоля данного чистого компонента воздуха при $T_{о.с}$=293 К и p=0,1 МПа составит, кДж,

$$e_0=L_i=N_iR_0T_{о.с}\ln(p/p_0). \qquad (8.45)$$

При давлении p значение e должно вычисляться по той же формуле (8.45), но в числителе дроби под знаком ln должна стоять вместо единицы цифра 0,79. Поскольку значение p_i для азота в воздухе тоже составляет 0,79, то ln (0,79/0,79)=0 и e=0.

Аналогично для кислорода p_i=0,21, ln (0,21/0,21)=0, и эксергия e=0.

Физический смысл значения эксергии, равного нулю, состоит в том, что для получения любого чистого компонента воздуха при его парциальном давлении в идеальном случае не нужно никакой затраты работы, так как парциальное давление компонента в смеси и давление его в чистом виде равны.

Если эксергия или равная ей минимальная работа получения одного из компонентов равна нулю, то работа разделения будет определяться только эксергией другого компонента.

Таким образом, как уже указывалось, принципиально возможно выделить из воздуха любой компонент с затратой работы, равной его нулевой эксергии, оставляя смесь других компонентов при парциальном давлении. При полном разделении смеси, напротив, все получаемые компоненты доводятся до давления $p_{о.с}$ и минимальная работа равна сумме нулевых эксергий получаемых компонентов.

Необходимо еще раз подчеркнуть, что обратимое выделение компонентов или их смесей без получения других продуктов разделения принципиально возможно только в том случае, если сырьем служит атмосферный воздух (или другая смесь, количество которой практически не ограничено по сравнению с количеством извлекаемого продукта).

В табл. 8.9 даны нулевые эксергии компонентов атмосферного воздуха.

Таблица 8.9

Нулевые эксергии компонентов сухого воздуха

Газ	e_0		
	кДж/кг	кДж/м³	кДж/кмоль
Кислород	127	170,6	4060
Азот	23,1	27,2	647
Аргон	303	508,1	12 095
Криптон	42,1	1481	35 248
Ксенон	321	1765	42 031
Неон	1490	1269	30 202
Гелий	1910	1328	31 606
Углекислый газ	457	880	20 944

8.6. ТЕХНИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ

Условия проведения процесса ректификации

Среди технических методов конденсационно-испарительного (КИ) низкотемпературного разделения господствующее место занимает ректификация. Чтобы проанализировать ее особенности применительно к низким температурам и роль трансформации тепла в этом процессе, необходимо рассмотреть некоторые условия его проведения и энергетический баланс.

Схема ректификационной колонны показана на рис. 8.31. Разделяемая смесь в количестве B поступает в среднюю часть колонны в виде сухого насыщенного или влажного пара или в виде жидкости.

В испарителе, расположенном в нижней части колонны, к жидкой смеси подводится тепло $Q_и$ при $T_и$. В результате часть жидкости, стекающей сверху, испаряется, а образовавшийся пар $П$ поднимается по колонне. В установленном наверху

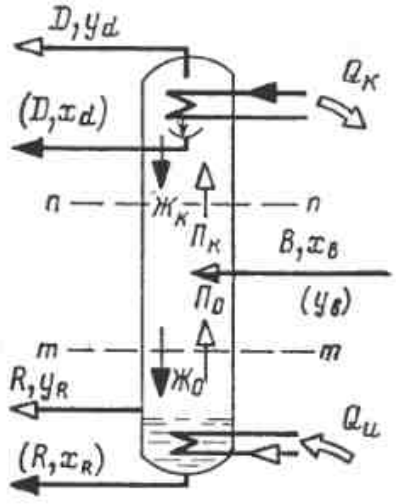


Рис. 8.31. Схема ректификационной колонны.

конденсаторе отводится тепло $Q_к$ при $T_к < T_и$, в результате чего часть поднимающегося из колонны пара конденсируется и жидкость стекает обратно в колонну.

Таким образом, в колонне образуются непрерывно движущиеся в противоположных направлениях потоки пара *П* и жидкости *Ж*. Так как в испарителе больше переходит в пар легкокипящего компонента, находящаяся в нем жидкость обогащается труднокипящим компонентом и ее температура $T_и$ повышается. В конденсаторе, напротив, в жидкость, стекающую в колонну, переходит больше труднокипящего компонента, а несконденсировавшийся пар обогащается легкокипящим компонентом и температура конденсации понижается. Верхняя часть колонны оказывается холоднее, а нижняя — теплее. В результате на каждом уровне колонны температура идущего снизу пара *П* несколько выше температуры движущейся навстречу жидкости *Ж* и, следовательно, пар содержит большее количество труднокипящего компонента, чем то, которое соответствует состоянию равновесия с жидкостью. Таким образом, за счет подвода тепла в испарителе и отвода в конденсаторе по всей высоте колонны создается разность температур $\Delta T = T_п - T_ж$ и разность концентраций, под действием которых возникает тепломассообмен между паром и жидкостью. Подробно этот процесс рассмотрен в гл. 5 (рис. 5.4).

Продукты разделения — легкокипящий *D* и труднокипящий *R*, как показано на рис. 8.31, могут выводиться из колонны как в парообразном (D, y_D, R, y_R), так и в жидком виде (D, x_D, R, x_R) *. При этом соответственно меняются тепловые нагрузки конденсатора $Q_к$ и испарителя $Q_и$.

* Через x, y, ξ обозначена концентрация легкокипящего продукта в смеси, x — концентрация в жидкости, y — в паре, ξ — в любой фазе.

Энергетический баланс колонны имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} &Bi_B + Q_и + Q_{из} = Ri_R + Di_D + Q_к \\ &\text{или} \\ &Q_и - Q_к = Ri_R + Di_D - Bi_B - Q_{из}, \end{aligned}\right\} \quad (8.46)$$

где $Q_{из}$ — внешний теплоприток через изоляцию.

При заданных условиях получения продуктов разделения, подачи разделяемой смеси и потерях от неадиабатности колонны $Q_{из}$ значение правой части уравнения (8.46) постоянно. Следовательно, количества тепла $Q_и$ и $Q_к$ могут быть самыми различными при условии, чтобы их разность удовлетворяла уравнению (8.46). Из этого уравнения видно также, что чем больше $Q_и$, тем больше должна быть и $Q_к$. Рост этих величин приводит к соответствующему увеличению нагрузки трансформатора тепла, обеспечивающего работу колонны. Все процессы тепломассопередачи в колонне (на тарелках или насадке, в испарителе и в конденсаторе) проходят при некоторых конечных разностях температур и концентраций, что вызывает соответствующие потери от необратимости. Чем бо́льшие количества тепла передаются в колонне, тем больше эти потери. По этим причинам при проведении процесса ректификации всегда стремятся к тому, чтобы значения $Q_и$ и $Q_к$ на единицу получаемого продукта были меньше. Чтобы определить минимальные количества $Q_и$ и $Q_к$ и, следовательно, минимальный расход энергии, необходимо рассмотреть соотношения между потоками пара и жидкости в сечениях колонны, их связь с числом идеальных тарелок и методы расчета этих величин. Эти вопросы освещены детально в [26, 35].

Термодинамические особенности низкотемпературных систем разделения смесей

Изложенные выше зависимости имеют универсальный характер и

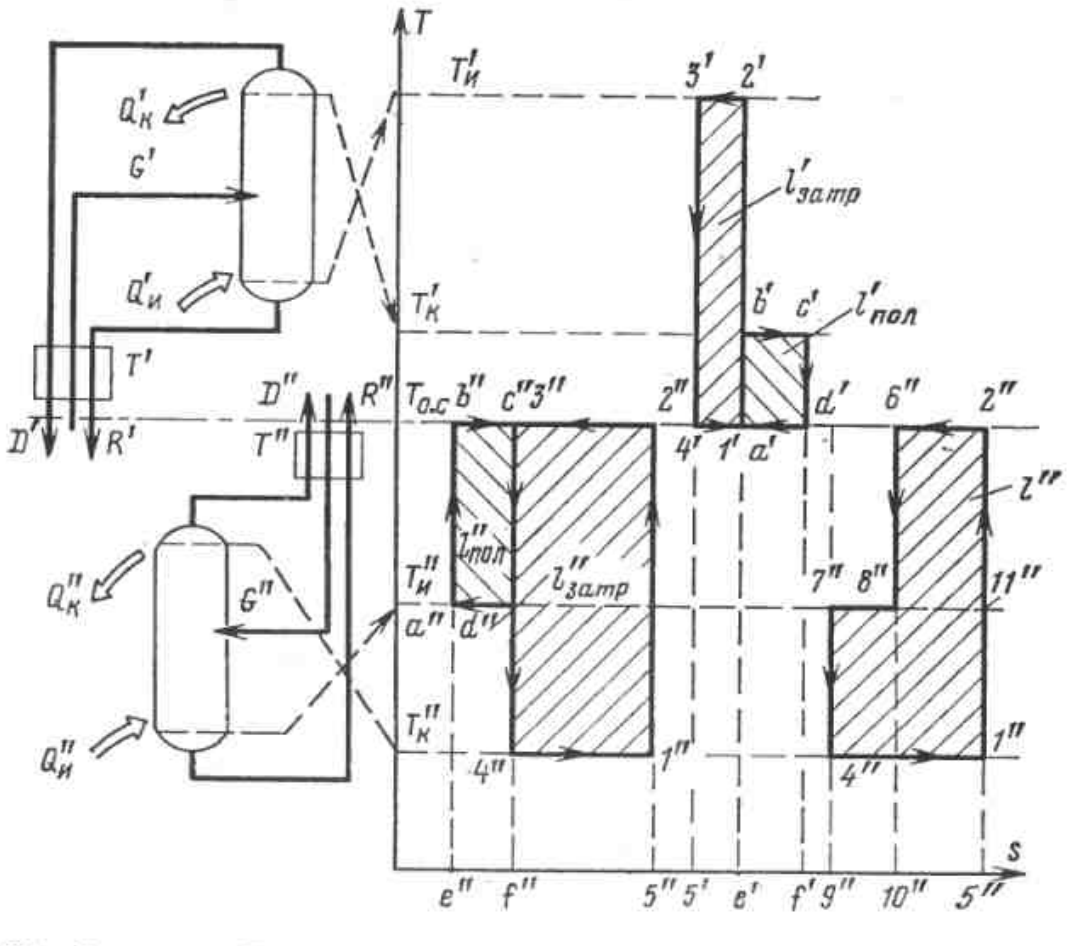


Рис. 8.32. Схемы и T, s-диаграммы криообеспечения процесса ректификации.

остаются в принципе неизменными независимо от температурного уровня проведения процесса. Поэтому переход от условий $T>T_{о.с}$ к $T<T_{о.с}$ вызывает только количественные изменения.

Иначе обстоит дело с внешними процессами, связанными с необходимостью подвода тепла $Q_и$ для испарения и отвода $Q_к$ для конденсации. Здесь возникают не только количественные изменения, но и качественное различие в термодинамических характеристиках. Оно связано с принципиальным отличием всех процессов, протекающих при $T<T_{о.с}$, от тех, которые осуществляются при $T>T_{о.с}$.

Рассмотрим коротко особенности этих внешних процессов.

На рис. 8.32 слева представлены колонны с потоками G, R и D совместно со схемами внешнего теплового обеспечения ректификации для $T>T_{о.с}$ (вверху) и криогенного при $T<T_{о.с}$ (внизу). Справа на T, s-диаграмме показаны энергетические характеристики обоих процессов. Уровни подвода и отвода тепла в обеих колоннах связаны штриховыми линиями с соответствующими температурами на оси ординат диаграммы. Все обозначения, относящиеся к процессам при $T>T_{о.с}$, отмечены одним штрихом, а при $T<T_{о.с}$ — двумя штрихами.

Примем для удобства рассмотрения, что величины $Q_и$ и $Q_к$ равны, а внешние процессы, обеспечивающие их подвод и отвод, обратимы*.

При $T>T_{о.с}$ подвод тепла $Q'_и$ к колонне на уровне $T'_и$ может быть осуществлен двумя путями:

1) проведением обратного цикла Карно (или любого другого эквивалентного цикла с двумя изотермами) $1'$-$2'$-$3'$-$4'$ между $T'_и$ и $T_{о.с}$. При затрате работы $l'_{затр}$, изображаемой заштрихованной площадью цикла, к колонне будет подведено тепло $Q'_и$ (площадь $e'2'3'5'$). Система, осуществляющая этот цикл, будет работать как тепловой насос;

* Все дальнейшие выводы качественно останутся действительными как при условии обратимости, так и при необратимости процессов отвода и подвода тепла; изменятся только количественные значения работы.

2) непосредственным нагревом — подводом тепла $Q'_{и}$ от какого-либо теплоносителя (воды, пара, горячих газов, вторичных энергоресурсов), получаемого при сжигании топлива или из других источников.

Отвод тепла $Q'_{к}$ также можно вести двумя путями:

1) посредством прямого цикла Карно* a'-b'-c'-d'; отведенное тепло $Q_{к}$ (площадь $e'b'c'f'$) даст возможность вернуть часть работы, затраченной в цикле теплового насоса. Эта возвращенная работа $l'_{получ}$ эквивалентна заштрихованной площади цикла a'-b'-c'-d';

2) непосредственно водой, воздухом или другим веществом, которое может отвести $Q'_{к}$ в окружающую среду.

Таким образом, внешнее обеспечение ректификации (или другого процесса КИ-разделения) при $T>T_{о.с}$ возможно как при помощи специальных циклов, так и непосредственным нагревом и охлаждением.

При $T<T_{о.с}$ непосредственный нагрев или охлаждение разделительного аппарата исключается. Отвод тепла $Q''_{к}$ при $T<T_{о.с}$ в принципе невозможно осуществить без совершения обратного цикла между $T_{о.с}$ и $T''_{к}$. Подвод тепла $Q_{и}$ из окружающей среды на уровень $T''_{и}$ хотя и возможен в принципе, но в технической системе недопустим, так как приводит к очень большим потерям от необратимости при теплообмене в интервале температур $T_{о.с}—T''_{и}$; компенсация этих потерь потребует значительной затраты работы на отвод поступающего извне тепла в окружающую среду **. Поэтому при $T<T_{о.с}$ остается только первый путь — осуществление соответствующих циклов в интервалах температур от $T''_{и}$ и $T''_{к}$ до $T_{о.с}$. Подвод тепла $Q''_{и}$ (эквивалентного площади $e''a''d''f''$) к испарителю может быть осуществлен прямым циклом a''-b''-c''-d''; при этом получится работа $l''_{получ}$. Отвод тепла $Q''_{к}$ (площадь $f''4''1''5''$, равная площади $e''a''d''f''$, поскольку $Q_{и}=Q_{к}$) можно обеспечить обратным циклом $1''$-$2''$-$3''$-$4''$ с затратой работы $l_{затр}$, эквивалентной заштрихованной площади цикла. Общая затрата работы криогенного обеспечения КИ-разделения будет:

$$l''=l''_{затр}—l''_{получ}.$$

Из сказанного выше следует, что качественная разница внешних процессов КИ-разделения при $T>T_{о.с}$ и $T<T_{о.с}$ состоит в том, что непосредственный нагрев и охлаждение, возможные (и в большинстве случаев целесообразные) в первом случае, во втором исключаются в принципе. При $T<T_{о.с}$ неизбежно создание специальных циклов (процессов) криогенного обеспечения.

Нужно отметить также существенную количественную разницу в затрате работы при $T>T_{о.с}$ и $T<T_{о.с}$ даже при обратимом проведении процессов (в реальных условиях разница еще больше, так как потери d при низких температурах выше) [7, 11].

Если, например, нужно подвести к испарителю колонны 1000 кДж тепла при $T'_{и}=200°C$ (473 К) $>T_{о.с}$, то ценность этого тепла в единицах эксергии $e'_{q}=1000(473—293)/473\approx$ ≈ 380 кДж.

Если аналогично от конденсатора колонны надо отвести при $T''_{к}=$ $=—200°C$ (73 К) $<T_{о.с}$ также 1000 кДж, то эксергия этого тепла $e''_{q}=1000(73—293)/73\approx 3000$ кДж, т. е. примерно в 8 раз больше.

Сочетание прямого и обратного циклов криогенного обеспечения при $T<T_{о.с}$ можно представить и несколько иначе (цикл справа внизу на рис. 8.32). Если совместить прямой и обратный циклы, то площадь

---

* Здесь и в дальнейшем, как и при $T>T_{о.с}$, цикл Карно может быть заменен любым эквивалентным обратимым циклом.

** Такой способ нагрева по существу сводится к намеренному нарушению тепловой изоляции в значительной части криогенной системы; это вызывает резкое возрастание $Q_{из}$ и соответственно затраты работы на компенсацию потерь холода.

1″2″6″8″7″4″ будет соответствовать значению *l″*. Ее можно представить как сочетание двух обратимых циклов: *1″-11″-7″-4″* и *11″-2″-6″-8″*.

Чтобы использовать тепло (площадь *1″4″9″5″*), отводимое от конденсатора для подогрева испарителя, необходимо повысить потенциал этого тепла, «перенести» его на более высокий температурный уровень $T_и$. Для этого нужно затратить работу цикла, равную площади *1″11″7″4″*. Общее количество тепла, полученное на температурном уровне $T_и$, эквивалентно площади *5″11″7″9″*. Для нагрева испарителя требуется только часть этого тепла, эквивалентная площади *10″8″7″9″*. В рассматриваемом случае площадь *5″1″4″9″* равна площади *10″8″7″9″*. Остальное тепло, соответствующее площади *11″8″10″5″* или площади *1″11″7″4″*, необходимо отвести в окружающую среду, что, в свою очередь, потребует затраты работы, равной работе цикла, — площадь *11″2″6″8″*.

Таким образом, криогенное обеспечение процесса КИ-разделения при $T < T_{о.с}$ сводится к работе обратного цикла, осуществляющего две задачи: «перенос» тепла от конденсатора к испарителю и отвод избыточного тепла в окружающую среду.

На практике такой обратный цикл криогенного обеспечения может быть организован самыми разными путями. Однако все они в конечном счете сводятся к трем.

а) внешний криогенный цикл (или квазицикл, если он разомкнут); в этом случае используется рабочее тело (или несколько тел), отличное от разделяемой смеси или ее компонентов;

б) внутренний криогенный процесс, когда подогрев и охлаждение обеспечиваются самой разделяемой смесью, ее компонентами или фракциями;

в) комбинированный криогенный процесс, в котором сочетаются пути «а» и «б».

Затрата работы в реальной системе криогенного обеспечения во всех случаях больше, чем в идеальной, на размер потерь ΣD. Прежде всего это потери ΣD_1 в криогенном процессе, характерные для всех криогенных систем. Такую же природу имеют и потери ΣD_2, связанные с регенеративным теплообменом между охлаждаемой смесью G, поступающей в разделительный аппарат, и нагреваемыми продуктами разделения (в теплообменниках T' и T'' на рис. 8.32).

Необходимо также учитывать потери ΣD_3 от необратимости теплообмена в конденсаторах и испарителях.

Их значение определяется по формуле

$$\Sigma D_з = Q_к \Delta\bar{\tau}_{e,\,к} + Q_и \Delta\bar{\tau}_{e,\,и} + \Sigma Q_i \Delta\tau_{q,\,i}, \qquad (8.47)$$

где $\Delta\tau'_{e,к}$ и $\Delta\tau_{e,и}$ — разности средних коэффициентов работоспособности тепла в конденсаторе и испарителе соответственно.

Последний член уравнения дает потери для других добавочных тепловых потоков колонны, например в дополнительных конденсаторах или испарителях.

Кроме перечисленных потерь ΣD_1, ΣD_2 и ΣD_3 существуют специфические внутренние потери $D_к$ в колонне. Внутренние потери $D_к$ при тепломассообмене между паром $П$ и жидкостью $Ж$ в адиабатной колонне определяются конечной разностью температур $\Delta T_{п-ж}$ между паром и жидкостью, которая может составлять 10 К и более. Это приводит к значительным собственным потерям от необратимости $D'_к$. Значение $D'_к$ нельзя в принципе уменьшить улучшением условий тепломассообмена без изменения условий работы колонны. Такое изменение связано с отказом от адиабатных условий проведения процесса, т. е. с подводом и отводом тепла на нескольких промежуточных уровнях (неадиабатная ректификация).

Определим на нескольких примерах количественное значение перечисленных потерь и их влияние на КПД η_e ректификации.

Поскольку в рассматриваемых процессах принимается, что используются оба продукта R и D, сравнение ведется с идеальной работой разделения, равной сумме их эксергий.

Потери в адиабатной колонне D_1. Рассмотрим случай, когда все потери, кроме D_1, отсутствуют, и сравним в этих условиях расходы энергии на обратимую и адиабатную ректификации.

Энергетический баланс процесса, показанного на рис. 8.32, будет иметь вид:

$$Q_к - Q_и = I_B - I_D - I_R, \qquad (8.48)$$

где I_B, I_D, I_R — полные энтальпии (iG), соответственно вводимые с разделяемым потоком и выводимые с паром и жидкостью.

Эксергетический баланс

$$E_к + E_B = E_и + E_D + E_R + D_1, \qquad (8.49а)$$

или

$$E_к - E_и = E_D + E_R - E_B + D_1. \qquad (8.49б)$$

Значение $E_D + E_R - E_B$ равно обратимой работе разделения на уровне $T_{о.с}$, так как в соответствии с принятым выше условием теплообмен между смесью B и продуктами D и R протекает без потерь.

Вычислим потери D_1 при адиабатном разделении смесей кислород — азот O_2—N_2 и водород — водородо-дейтерий H_2—HD.

Смесь кислород — азот. Примем для расчета, что разделение ведется при давлении в 0,1 МПа и смесь с молярным содержанием 79% N_2 и 21% O_2 разделяется на чистые кислород и азот, выходящие из колонны в состоянии сухого насыщенного пара. В этом случае сумма энтальпий отходящих продуктов практически равна энтальпии поступающей смеси. Поэтому $Q_и = Q_к$.

Предварительный расчет [10, 35] показывает, что минимальное значение $Q_и$ и $Q_к$, а следовательно, и минимальный расход эксергии могут быть достигнуты при $Ж_к/П_к = 0{,}402$ *.

Для этого случая значения $Q_и$ и $Q_к$, найденные путем построения на i, ξ-диаграмме, равны 16 520 кДж на 1 кмоль получаемого газообразного кислорода. Зная это значение, легко подсчитать минимальную работу $L_{ад}$, необходимую для разделения смеси на O_2 и N_2 в адиабатной колонне:

$$L_{ад} = E_к - E_и = Q_к\tau_{e,к} - Q_и\tau_{e,и} = Q(\tau_{e,к} - \tau_{e,и}).$$

Отсюда, учитывая, что $T_к = 77{,}3$ и $T_и = 90{,}2$ К, получаем: $L_{ад} = 16\,520\,(2{,}79 - 2{,}25) = 8820$ кДж/кмоль.

Идеальная работа разделения $L_{ид}$, найденная по e, ξ-диаграмме N_2—O_2, равна 6500 кДж/кмоль O_2. Следовательно, потеря от необратимости в колонне вследствие отличия адиабатного процесса от идеального $D_1 = 8820 - 6500 = 2320$ кДж/кмоль.

Коэффициент полезного действия процесса в адиабатной колонне

$$\eta_e = 6500/8820 = 73{,}7\%.$$

Это означает, что любой процесс разделения смеси N_2—O_2, в котором применяется адиабатная колонна, не может иметь η_e выше 73—74% даже в том случае, если все остальные элементы процесса обратимы. В этих условиях D_1 является собственной потерей, которую нельзя устранить, не изменяя принципа проведения процесса.

В реальных условиях для работы колонны необходимо орошение жидкостью, количество которой определяется отношением $Ж_к/П_к$ примерно на 20% больше минимального. В связи с этим значения $Q_и$ и $Q_к$ возрастут до $16\,520 \cdot 1{,}2 = 19\,824$ кДж/кмоль O_2 и работа разделения составит:

$$L'_{ад} = 19\,824 \cdot 0{,}54 = 10\,705 \text{ кДж/кмоль } O_2.$$

Потеря в колонне увеличится до $D'_1 = 10\,705 - 6500 = 4205$ кДж/кмоль O_2 за счет дополнительных технических потерь, а КПД снизится до

$$\eta'_e = 6500/10\,705 = 60{,}7\%.$$

Смесь водород — водородо-дейтерий*. Ректификация смеси H_2—HD также проводится в адиабатной колонне, но при значительно более низких температурах, чем ректификация воздуха. Поэтому потери, связанные с неравновесностью тепло- и массообмена в колонне, получаются значительно большими, чем при ректификации воздуха.

Рассмотрим пример разделения водорода, содержащего 0,034% HD, на чистый водород и концентрат, содержащий 3,5% HD.

При минимальном флегмовом отношении тепловая нагрузка конденсатора $Q_к$ составит 58 684 кДж на 1000 м³ H_2, подаваемого на разделение (при давлении и температуре окружающей среды).

---

* Отношение Ж/П называется флегмовым.

* Водородо-дейтерий HD — продукт, молекула которого состоит из атома обычного водорода H и атома тяжелого водорода — дейтерия D.

Температура конденсации водорода в верхней части колонны $T_к$=21,35 К. Температура кипения фракции, содержащей 3,5% HD, $T_и$=21,41 К. Соответствующие коэффициенты работоспособности тепла составляют: $\tau_{e,к}$=—12,73 и $\tau_{e,и}$=—12,64.

Отсюда

$L_{ад}$=58 684(12,73—12,64)=
=5281 кДж/1000 м³ H_2.

Идеальная работа разделения этой смеси $L_{ид}$=155,6 кДж/1000 м³ H_2. Отсюда потери от необратимости в колонне
D_1=5281—155,6=5125,4 кДж/1000 м³ H_2.

Коэффициент полезного действия процесса

η_e=155,6/5125,4≈3,4%.

Таким образом, при разделении в адиабатной колонне смеси H_2—HD максимальный КПД намного ниже, чем при разделении воздуха, — всего 3,4% при полной обратимости всех остальных процессов.

Потери от конечной разности температур в конденсаторе и испарителе D_2. Подсчитаем, каковы потери при теплопередаче в конденсаторе и испарителе ректификационной колонны при разделении смесей N_2—O_2 и H_2—HD.

Примем для обоих случаев (при ректификации как смеси N_2—O_2, так и смеси H_2—HD) разности температур в конденсаторе и испарителе $\Delta T_к$=$\Delta T_и$=3 К.

Дополнительные потери при ректификации, связанные с $\Delta T_к$ и $\Delta T_и$, составят:

$$D_2=Q(\Delta\tau_{e,к}+\Delta\tau_{e,и}). \qquad (8.50)$$

Подсчитаем эту величину для колонны, в которой разделяется смесь N_2—O_2:

$\Delta\tau_{e,к}$=2,94—2,78=0,16;
$\Delta\tau_{e,и}$=2,25—2,14=0,11.

Характерно, что $\Delta\tau_{e,к}>\Delta\tau_{e,и}$, так как температуры в конденсаторе ниже, чем в испарителе.

Отсюда

D_2=19 824(0,16+0,11)=5352 кДж/кмоль O_2.

Это даже несколько превышает D_1.

Коэффициент полезного действия колонны с учетом потерь D_2 составит:

η_e=6500/(10 705+5352)=40,5%.

Следовательно, установка разделения воздуха на чистые азот и кислород с адиабатной колонной, даже если вся система охлаждения обратима, не может иметь эксергетический КПД, заметно превышающий 40%.

В колонне для разделения смеси H_2—HD значения $\Delta\tau_{e,к}$ и $\Delta\tau_{e,и}$ будут значительно больше при тех же $\Delta T_к$=$\Delta T_и$==3 К вследствие значительно более низкой температуры:

$\Delta\tau_{e,к}$=14,97—12,73=2,24;
$\Delta\tau_{e,и}$=12,69—11,01=1,68.

Отсюда

D''_2=58 684(2,24+1,68)=
=224 060 кДж/1000 м³ H_2.

Потери D_2 в этих условиях более чем в 100 раз превышают потери D_1 в колонне.

Коэффициент полезного действия с учетом потери D_2 значительно понизится и составит:

η_e=155,6/(5125,4+224 060)=0,068%.

Таким образом, любое улучшение криогенного процесса не может обеспечить КПД процесса разделения смеси H_2—HD выше 0,068%, если применять адиабатную колонну с разностями температур $\Delta T_к$ и $\Delta T_и$, равными или большими 3 К. Этот пример еще раз подчеркивает, насколько возрастают потери при теплопередаче в области низких температур (в особенности от τ_e=—10 и ниже), связанные с конечным значением ΔT в аппаратах.

Потери D_1 и D_2 целиком связаны с ректификационной колонной. Чтобы определить роль остальных потерь (D_4 — в машинах и аппаратах криогенного процесса, D_3 — при теплообмене, D_5 — вследствие теплопритоков через изоляцию и др.) в различных процессах ректификации, необходимо рассмотреть соответствующие технические процессы.

Рассмотрим коротко два таких процесса — ректификацию воздуха и получение дейтерия из технического водорода.

Схемы этих процессов значительно отличаются от основной схемы (рис. 8.31). Однако любая сложная колонна может быть разделена на адиабатные участки, для которых все изложенные закономерности действительны.

Ректификация воздуха. Наиболее простым устройством для ректификации воздуха является колонна однократной ректификации, схема которой вместе со схемой процесса ожижения показана на рис. 8.33. Для простоты на схеме показан процесс Линде, но точно так же может быть использован и

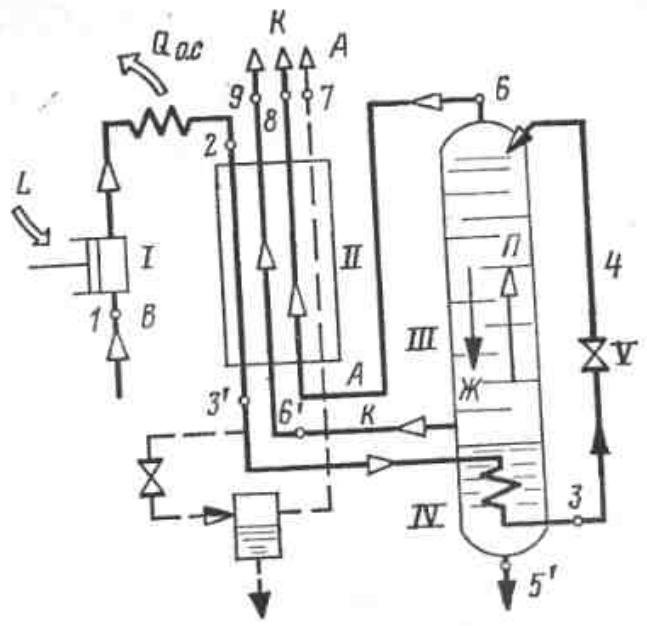


Рис. 8.33. Схема однократной ректификации воздуха.

I — компрессор; *II* — теплообменник; *III* — ректификационная колонна; *IV* — испаритель; *V* — дроссель.

любой другой из описанных процессов ожижения.

При разделении воздуха часть процесса ожижения, протекающего в отделителе жидкости и дросселе (показанная штриховой линией), осуществляется совместно с процессом ректификации. Сжатый воздух после теплообменника (точка *3'*) поступает на дросселирование через змеевик, расположенный в испарителе ректификационной колонны. В змеевике сжатый воздух дополнительно охлаждается и ожижается, так как температура его кипения выше температуры в испарителе, где давление над жидкостью лишь немного превышает атмосферное (на значение сопротивления теплообменника потокам, выходящим из колонны). Полученный жидкий воздух (точка *3*) дросселируется до давления в колонне (точка *4*) и в качестве разделяемой смеси и флегмы подается на верхнюю тарелку колонны. Таким образом, змеевик служит как бы продолжением теплообменника. Тепло испарения $Q_и$ передается жидкости в нижней части колонны от воздуха, который за счет этого ожижается. Испаритель, следовательно, играет и роль конденсатора для флегмы.

При сравнении колонны однократной ректификации с колонной, показанной на рис. 8.31, видно, что первая представляет собой ее нижнюю часть (отгонную), расположенную под уровнем питания. Верхняя (концентрационная) часть, необходимая для получения технически чистого легкокипящего вещества (в данном случае азота), отсутствует. Поэтому из колонны в точке *6* отводится не чистый азот, а пар, равновесный жидкому воздуху в точке *4*. Так как полное равновесие не достигается, то практически пар, отходящий из колонны, содержит около 10—12% кислорода. Пары загрязненного азота отводят через теплообменник противотоком по отношению к поступающему воздуху аналогично тому, как отводят пары из отделителя жидкости при ожижении воздуха. В испарителе колонны собирается труднокипящее вещество (в данном случае кислород), которое может быть отведено либо в жидком (точка *5'*), либо в газообразном виде (точка *6'*). В первом случае колонна играет также роль и отделителя жидкости, и количество отводимого кислорода будет определяться уравнением (8.4), как и количество жидкого воздуха.

В колонне однократной ректификации можно получить до $^2/_3$ кислорода от количества, содержащегося в воздухе, так как около $^1/_3$ его теряется с азотом. Если кислород отводят в газообразном виде, пропуская его, как и азот, через теплообменник, то жидкость из системы не выводится и, следовательно, в колонну необходимо подавать только такое ее количество, которое компенсировало бы потери от испарения в результате теплопритока из окружающей среды через изоляцию и от разности температур в точках *2*, *9* и *8*. Поэтому при получении газообразного кислорода не требуется такой затраты энергии, как при получении жидкости, что позволяет снизить рабочее давление сжа-

гого воздуха. Следовательно, при получении газообразного кислорода процесс ожижения играет вспомогательную роль, обеспечивая необходимую разность температур испарителя и конденсатора и компенсируя потери жидкости от разности температур на теплом конце теплообменника и притока тепла через изоляцию; чем меньше эти потери, тем меньше затраты энергии на их компенсацию. Только в пусковой период необходима выработка жидкости в большем количестве, чтобы заполнить ею испаритель и тарелки колонны.

Энергетический баланс процесса разделения воздуха на газообразные кислород и азот аналогичен балансу процесса ожижения воздуха. Воспользуемся формулой (8.13) для расчета количества получаемой жидкости в процессе с детандером:

$$y = \frac{\Delta i_T + M\Delta i_д - \Delta i_н - q_{из}}{q_{ож} - \Delta i_н},$$

где $q_{ож}$ — разность энтальпий газообразного кислорода при параметрах входящего воздуха до компрессора и отводимого жидкого кислорода; $\Delta i_н$ относится к отходящему из теплообменника азоту.

При получении газообразных кислорода и азота жидкость из аппарата не выводится и, следовательно, $y=0$. Тогда

$$\Delta i_T + M\Delta i_д = \Delta i_н + q_{из}. \qquad (8.51)$$

Расчет ведется на 1 кг сжатого воздуха.

Изотермический дроссель-эффект Δi_T при разделении воздуха несколько изменяется, так как из теплообменника выходит не воздух — смесь кислорода и азота, а кислород и азот отдельно. Однако эта разница в значении Δi_T настолько невелика (поскольку энтальпия при разделении идеальной смеси не меняется), что ею пренебрегают.

Потери от недорекуперации $\Delta i_н$ при разделении воздуха на газообразные кислород и азот равны сумме двух величин: $\Delta i_{н,А}$ азота и $\Delta i_{н,К}$ кислорода.

Каждое из слагаемых равно произведению массовой доли выходящего газа g на его теплоемкость и на разность температур на теплом конце теплообменника между выходящим газом и входящим воздухом: $\Delta i_{н,К} = g_К \Delta T_К c_{p,К}$; $\Delta i_{н,А} = g_А \Delta T_А c_{p,А}$, где $\Delta T_К = T_2 - T_9$; $\Delta T_А = T_2 - T_8$; $c_{p,К}$ и $c_{p,А}$ — соответственно теплоемкости кислорода и азота; $g_К$ и $g_А$ — массовые доли кислорода и азота в воздухе.

С учетом вышесказанного энергетический баланс воздухоразделительного аппарата на 1 кг воздуха может быть записан так:

$$\Delta i_T + M\Delta i_д = g_К \Delta T_К c_{p,К} + g_А \Delta T_А c_{p,А} + q_{из}. \qquad (8.52)$$

Для установок без детандера $M=0$ и второй член левой части обращается в нуль. Зная потери от недорекуперации и через изоляцию, можно определить необходимое рабочее давление и количество воздуха M, которое надо отвести на детандер.

Рассмотрим потери, связанные с проведением описанного выше (рис. 8.33) технического процесса однократной ректификации воздуха.

Примем для расчета массовый состав получаемого кислорода 99% O_2 и 1% N_2 и состав получаемого азота 90% N_2 и 10% O_2.

Расчет ведем на 1 кг получаемого кислорода (К=1 кг).

Материальный баланс колонны:

по воздуху и продуктам разделения

$$В = К + А,$$

где В*, К, А — массы вводимого воздуха и выводимых кислорода и азота, следовательно,

$$В(0{,}23\,O_2 + 0{,}77\,N_2) = 1(0{,}99\,O_2 + 0{,}01\,N_2) + (В-1)(0{,}1\,O_2 + 0{,}9\,N_2).$$

Из решения этого уравнения получаем: В=6,85 кг; К=1 кг; А=(В—1)=5,85 кг; $g_К = 1/6{,}85 = 0{,}146$; $g_А = 5{,}85/6{,}85 = 0{,}854$.

Уравнение энергетического баланса

$$\Delta i_T = g_К c_{p,К} \Delta T_К + g_А c_{p,А} \Delta T_А + q_{из}.$$

Принимаем:

$\Delta T_А = \Delta T_К = 5$ К; $q_{из} = 1$ кДж/кг воздуха.

---

* Воздух в этом примере рассматривается как смесь O_2—N_2. Массовая доля азота составит в этом случае 0,77.

Таблица 8.10

Параметры точек процесса однократной ректификации воздуха

Показатель	Точки								
	1	2	3	3′	4	6	6′	8	9
Количество, кмоль	7	7	7	7	7	6	1	6	1
Давление, МПа	4	4	4	4	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура, К	293	293	138	95	79	79	90	288	288
Мольный состав, %	79	79	79	79	79	92	1	92	1
Эксергия, кДж/кмоль	0	8675	12 420	1820	17 580	5580	7800	281	3749

Тогда

$\Delta i_T = i_1 - i_2 = 0{,}146 \cdot 0{,}9 \cdot 5 + 0{,}854 \cdot 1{,}1 \cdot 5 + 4 \cdot 1 = 9{,}3$ кДж/кг воздуха

при $T_{о.с} = 293$ К на теплом конце теплообменника. По T, s-диаграмме воздуха находим $i_1 = 506$ кДж/кг и $i_2 = 506 - 9{,}3 = 496{,}7$ кДж/кг. Этой энтальпии соответствует при $T_{о.с} = 293$ К рабочее давление $p_2 = 4$ МПа.

Температуру в точках *6* и *6′* находим, зная давление, равное 0,1 МПа, и состав паров по диаграмме i, x, y, T смеси O_2—N_2 [3, 35]. Температуру воздуха при выходе из теплообменника определяем из теплового баланса:

$$i_2 - i'_3 = g_К (i_9 - i'_6) + g_А (i_8 - i_6).$$

Зная температуры в точках *6′*, *6*, *8*, *9*, находим по диаграмме кислорода i_9 и i'_8, а по диаграмме азота—i_6 и i_3.

Таким образом, все величины в этой формуле известны, кроме i'_3:

$$i'_3 = i_2 - g_К (i_9 - i'_6) - g_А (i_8 - i_0) = 496{,}7 - 0{,}146(415 - 234) - 0{,}854(419 - 192) = 276 \text{ кДж/кг}.$$

По T, s-диаграмме находим при $p_3 = 4$ МПа $T_3 = 135$ К.

Принимаем, что в змеевике воздух охлаждается до температуры, которая на 5 К выше температуры кипящего кислорода. Тогда $T_4 = 90 + 5 = 95$ К. При $T_4 = 95$ К и $p_4 = 4$ МПа по T, s-диаграмме воздуха $i_4 = 122$ кДж/кг. Таким образом, параметры процесса во всех точках определены.

Результаты расчета пересчитаны на 1 кмоль кислорода и сведены в табл. 8.10. Значения эксергии определены по e, ξ-диаграмме смеси O_2—N_2 (см. рис. 8.28) и e, t-диаграмме воздуха.

Принимая изотермический КПД компрессора $\eta_{из} = 0{,}6$, получаем затрату работы на сжатие воздуха

$$L_{сж} = 8675 \cdot 7 / 0{,}6 = 101\,208 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Потери от необратимости в компрессоре и холодильнике

$$D_{компр} = 101\,208 - 60\,760 = 40\,458 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Потери в колонне, включая дроссельный вентиль и испаритель,

$$D_{кол} = E'_3 - (E_6 + E'_6) = e \cdot 7 - (e_6 6 + e'_6) = 45\,760 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Коэффициент полезного действия колонны

$$\eta_e = (e_6 \cdot 6 + e'_6 \cdot 1)/e'_3 \cdot 7 = 41\,280/86\,940 = 47{,}4\%.$$

Это несколько больше предельного значения η_e, полученного выше для колонны полного разделения смеси O_2—N_2, так как необратимые потери в том случае, когда продукты разделения имеют промежуточный состав, ниже.

Из общего количества потерянной при ректификации эксергии на долю дросселя приходится:

$$D_р = 7(e_4 - e_5) = 4970 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Чтобы определить потери, связанные с теплопередачей в змеевике колонны, определим значения эксергии, отдаваемой жидким кипящим кислородом и получаемой конденсирующимся в змеевике воздухом.

Разность значений эксергии жидкого и парообразного кислорода составляет $\Delta e \approx 14\,400$ кДж/(кмоль·К) (e, ξ-диаграмма смеси N_2—O_2). Количество испаряющегося кислорода равно 4,57 кмоль на 1 кмоль получаемого кислорода.

Следовательно, кислород отдает эксергию

$$E_{O_2} = 4{,}57 \cdot 14\,400 = 65\,780 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Из этого количества полезно используется на охлаждение и конденсацию воздуха в змеевике

$$E_в = B(e_3 - e'_3) = 6{,}85(18\,290 - 12\,420) = 41\,000 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Отсюда потеря в испарителе

$$D_4 = 65\,780 - 41\,000 = 24\,780 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Потери в теплообменнике

$$D_т = A(e_6 - e_8) + K(e'_6 - e_9) - B(e'_3 - e_2);$$

$$D_т = 9320 \text{ кДж/(кмоль·К)}.$$

Общие потери в процессе однократной ректификации воздуха приведены ниже:

	кДж/(кмоль·К)		%	
Сумма потерь ΣD_i	95 538		100	
Из них:				
в компрессоре	40 458		42,8	
в теплообменнике	9320		8,4	
в испарителе колонны	24 780	45 760	26,4	48,8
на тарелках колонны	16 010		17,1	
в дросселе	4970		5,3	

Из полученных данных видно, что основные потери в процессе связаны с работой воздушного компрессора и испарителя колонны. Большое значение потерь в испарителе связано с тем, что в змеевик колонны поступает сравнительно теплый воздух (T'_3=138 К) и его охлаждение кипящим при 90 К кислородом производится при большой разности температур.

Идеальная работа разделения для заданных условий составляет $L_{вд}$=

=5670 кДж/(кмоль·К).

Работа, затрачиваемая на валу компрессора, $L_к$=101 208 кДж/(кмоль·К) расходуется, таким образом, на компенсацию потерь [ΣD_i=95 538 кДж/(кмоль·К)] и разделение [$L_{вд}$=5670 кДж/(кмоль·К)].

Коэффициент полезного действия установки

η_e=5670/101 208=5,6%.

Эта величина характеризует процесс с учетом его внутренней необратимости ΣD_i. Необходимо также учесть, что один из продуктов — отбросный азот А не используется, а выпускается в атмосферу и его эксергия пропадает при полностью необратимом смешении с воздухом. Теряемая при этом эксергия

$D_e=e_в$A=281·5,85=1686 кДж/(кмоль·К)

относится к внешним потерям.

Поэтому практически эффективность процесса в установке однократной ректификации нужно сравнивать только с работой выделения кислорода. Тогда

η'_e=(5670—1686)/101 208=3,8%.

Таким образом, несмотря на сравнительно высокий КПД колонны, потери, связанные с криогенным процессом (включая потери в компрессоре), теплообменом и отбросным продуктом, намного снижают КПД η_e процесса в целом.

Более эффективные процессы комплексного разделения воздуха с получением кислорода, азота и инертных газов как с внутренним, так и с внешним криогенным обеспечением описаны в специальной литературе [3, 10, 35].

В этих системах удается получить значения КПД η_e до 18% (при получении газообразных продуктов разделения).

Как уже указывалось, все потери D_i от необратимости как в колонне, так и в системе криогенного обеспечения (трансформаторе тепла) существенно возрастают при понижении $T_к$ и $T_и$. В качестве примера рассмотрим схему установки для получения концентрата дейтерия из технического водорода.

Извлечение дейтерия. Схема установки для получения концентрата, содержащего 8% HD, из электротехнического водорода показана на рис. 8.34 [27].

Разделяемая смесь (водород, полученный электролизом воды), содержащая 0,03—0,035% HD, сжимается в компрессоре К-1 в количестве примерно 4000 м³/ч до 0,3—0,4 МПа. Сжатый газ последовательно проходит через теплообменники *II—V* и *VII*, где охлаждается кипящим аммиаком и обратным потоком водорода до 24—26 К, после чего подается в среднюю часть ректификационной колонны *VIII*. В адсорбере *VI* происходит поглощение примесей азота, содержащегося в водороде; в контактном аппарате *I*, заполненном катализатором, кислород, также содержащийся в виде примеси в исходном газе, переводится в воду.

Для создания флегмы, необходимой при ректификации, часть водорода циркулирует в установке при помощи компрессора К-2, сжимающего часть циркуляционного газа до 4—7 МПа. Большая часть водорода сжимается первыми ступенями этого же компрессора до 0,3—0,5 МПа, чтобы обеспечить температурный напор, нужный для конденсации флегмового водорода в змеевике колонны.

Этот флегмовый водород последовательно проходит теплообменники *XIII* и *XIV* и, сконденсированный в змеевике, дросселируется и подается на верх ректификационной колонны.

Водород высокого давления, дросселирование которого после предварительного охлаждения в теплообменниках *XI—IX* и змеевике колонны обеспечивает необходимую холодопроизводительность, также по-

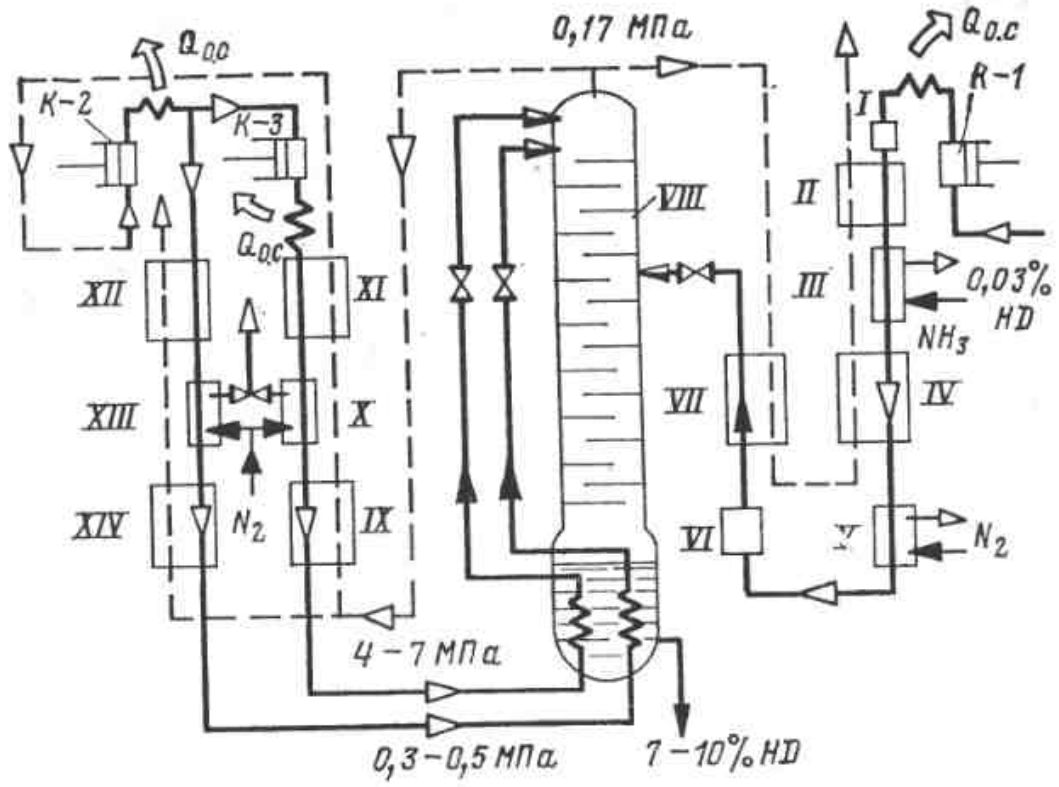


Рис. 8.34. Схема установки разделения смеси H_2 — HD.
I — контактный аппарат; *II — V, VII, IX — XIV* —теплообменники; *VI* — адсорбер; *VIII* — ректификационная колонна; *K-1, K-2, K-3* — компрессоры.

Таблица 8.11

Эксергетический баланс установки разделения смеси

Статья расхода эксергии	кДж	%
1. Минимальная работа разделения	167	0,0076
2. Потери в колонне D_1	3760	0,17
3. Потери от теплопритока извне D_5	34 700	1,57
4. Собственные потери в теплообменниках D'_4	247 000	11,2
5. Технические потери в теплообменниках от $\Delta T_{m\text{-}n}$	240 600	10,9
6. Гидравлические потери в теплообменниках D'_4	194 200	8,8
7. Потери от теплообмена в испарителе D_2	223 400	10,1
8. Потери при дросселировании флегмы $D_{др}$	43 100	1,95
9. Потери в водородных компрессорах	660 000	29,8
10. Расход работы на конденсацию азота	56 500	25,5
Итого . . .	1 703 427	100

дается на верх колонны. Охлаждение водорода в теплообменниках *XIV* и *X* производится жидким азотом, подаваемым извне. Полученный концентрат, содержащий 7—9% HD, отводится из испарителя колонны. Степень извлечения HD составляет 85—90%. Расход энергии в перерасчете на 1 кг HD примерно равен 5000 кВт·ч.

В табл. 8.11 дан эксергетический баланс процесса в расчете на 1000 м³ перерабатываемого водородного сырья. Изотермический КПД компрессоров принимался равным $\eta_{из}=0{,}6$.

Как видно из таблицы, КПД η_e процесса в установке чрезвычайно мал (около 0,01%). Снижение расхода энергии и увеличение η_e в рассматриваемой схеме возможно только по пп. 3, 5, 6, 7, которые в сумме определяют только 30% потерь. Некоторое повышение эффективности возможно в системе криогенного обеспечения (пп. 9 и 10). Однако при всех реально осуществимых улучшениях η_e системы в целом не может превысить сотых долей процента, поскольку самая малая из потерь существенно больше минимальной работы разделения.

Глава девятая

Газовые (воздушные) компрессионные трансформаторы тепла

9.1. ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССОВ В ГАЗОВЫХ ТРАНСФОРМАТОРАХ ТЕПЛА

Применение в трансформаторах тепла рабочих тел, меняющих в ходе процесса агрегатное состояние ($П \rightleftarrows Ж$ — парожидкостные и $Г \rightleftarrows Ж$ — газожидкостные), позволяет создать, как это было показано в гл. 2, 5, 6, 7 и 8, эффективные системы различного назначения.

Использование в части цикла конденсированного вещества позволяет сделать установки более компактными благодаря сравнительно малым расходам рабочего тела и высоким коэффициентам теплоотдачи при испарении и конденсации. В случае необходимости обеспечиваются также изотермические условия внешнего подвода и отвода тепла. Кроме того, возможность замены без существенных потерь в ряде случаев расширительной машины — детандера дроссельным вентилем существенно упрощает установку.

Однако использование циклов с фазовыми переходами имеет и ряд недостатков.

1. Жестко фиксированное давление $p_п = p_и$ обратного потока, определяемое для данного рабочего тела температурой его испарения, а в парожидкостных системах и давление $p_т = p_к$, определяемое температурой конденсации.

2. Ограниченный интервал рабочих температур и давлений, обусловливаемый для каждого рабочего тела либо параметрами критической и тройной точек, либо значением дроссель-эффекта. В некоторых интервалах температур (~50—45 К и 14—5,2 К) вообще не существует жидких рабочих тел, а в других их свойства таковы, что они непригодны для технического использования (например, слишком низкие давления пара).

3. Во многих процессах внешнего охлаждения, в частности при ожижении газов, температура охлаждаемого тела непрерывно меняется при отводе тепла. В этом случае испарение хладо- или криоагентов при $T = \text{const}$ нецелесообразно; более выгодно подводить тепло к криоагенту в условиях, когда его температура также меняется. Тогда потери от необратимости при теплообмене между охлаждаемым веществом и рабочим телом будут наименьшими.

По этим причинам во многих отраслях техники применяют обратные циклы и квазициклы, в которых рабочее тело находится всегда в газообразном состоянии, как правило, при температурах выше критической (в некоторых случаях используются и температуры ниже критической при давлениях существенно более низких, чем критическое). Использование газа позволяет в принципе произвольно выбирать давления $p_т$ и $p_п$*, работать в любом интервале температур $T_0 — T_{о.с}$ и, наконец, обеспечить отвод тепла от объекта при любом законе изменения его температуры при охлаждении.

В газовых циклах применяются самые различные рабочие тела,

* Сопоставление парожидкостных, газожидкостных и газовых установок показывает, как последовательно уменьшаются ограничения по выбору $p_т$ и $p_п$. Действительно, для первых жестко фиксированы оба давления $p_т$ и $p_п$, для вторых — только $p_п$, а для третьих можно варьировать как $p_т$, так и $p_п$.

наиболее часто используется гелий. В газовых квазициклах в качестве рабочего тела обычно используется воздух, который по доступности и безопасности не имеет себе равных (исключая воду, которая используется как хладоагент в абсорбционных и пароэжекторных холодильных установках). В качестве метода внутреннего охлаждения во всех газовых трансформаторах тепла применяется только расширение с отдачей внешней работы. Дросселирование здесь не подходит, поскольку, как уже указывалось в гл. 3, при $T > T_{кр}$ оно малоэффективно.

Газовые теплонасосные, холодильные и криогенные установки по характеру протекающих в них процессов делятся на две группы.

К первой группе относятся такие системы, процессы в которых протекают непрерывно и стационарно. Процессы в таких установках основаны на классическом регенеративном цикле Джоуля, состоящем из двух изобар и двух адиабат, и его модификациях; для сжатия и расширения газа, как правило, используются машины кинетического действия (турбомашины). Системы со стационарными процессами рассмотрены в § 9.2 и 9.3.

В последние годы широко используются (главным образом в криогенной технике) рефрижераторы, относящиеся ко второй группе. В них посредством устройств объемного действия (обычно поршневых) осуществляется периодический нестационарный процесс. Основные данные о таких установках и термодинамический анализ процессов в них приведены в § 9.4 и 9.5.

9.2. ИДЕАЛЬНЫЕ ГАЗОВЫЕ ЦИКЛЫ СО СТАЦИОНАРНЫМИ ПРОЦЕССАМИ

В идеальном цикле парожидкостного трансформатора тепла подвод и отвод тепла к рабочему телу производятся при $p = \text{const}$ и $T = \text{const}$, так как в области влажного пара однокомпонентного вещества изотермы и изобары совпадают. Только при использовании в качестве рабочего тела неазеотропной смеси ее температура при кипении возрастает, а при конденсации падает.

Для газа изотермический и изобарный процессы также существенно различаются. Поэтому в газовых обратных циклах возможны два вида процессов, в которых производится внешний теплообмен — как изотермический, так и изобарный. Процессы, не связанные с внешним теплообменом, могут быть либо изэнтропами (нерегенеративные циклы), либо любыми эквидистантными кривыми (регенеративные циклы).

Циклы без регенерации с подводом и отводом тепла по изобарам и изотермам

Цикл с изобарами (цикл Джоуля) представлен на рис. 9.1. Цикл состоит из четырех процессов:

1-2 — изэнтропное сжатие в компрессоре с давления p_n и температуры T_0, соответствующей требуемому уровню охлаждения, до давления p_m; температура в конце сжатия достигает $T_2 > T_{о.с}$; при этом затрачивается работа;

2-3 — изобарное охлаждение в теплообменнике-холодильнике с T_2 до $T_3 = T_{о.с}$; при этом в окружающую среду отводится количество тепла $Q_{о.с}$;

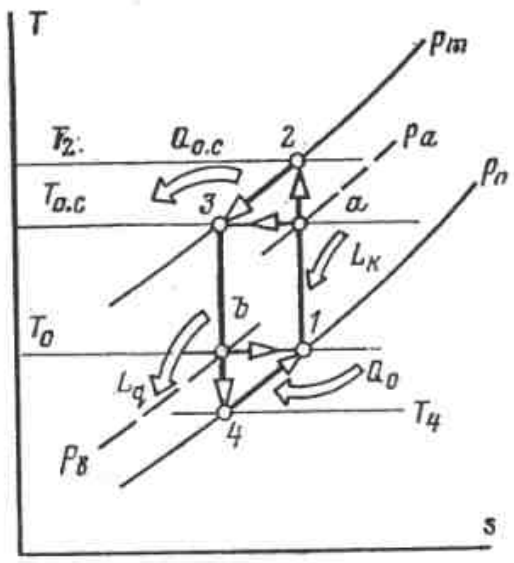


Рис. 9.1. Цикл без регенерации с отводом и подводом тепла по изобарам (цикл Джоуля) на T, s-диаграмме.

3-4 — изэнтропное расширение в детандере, при котором давление газа снова снижается до p_n, а температура — до $T_4 < T_0$; газ производит внешнюю работу;

4-1 — изобарное нагревание в теплообменнике-нагревателе с T_4 до $T_1 = T_0$ с подводом тепла Q_0 от охлаждаемого тела.

Для теплового насоса изменяются только интервалы температур. Вместо T_0 нижняя температура будет $T_{0.c}$. Верхняя температура вместо $T_{0.c}$ составит $T_в > T_{0.c}$. Таким образом, цикл осуществляется при помощи двух машин — компрессора и детандера. Общая затрата работы L на проведение процесса равна работе, затраченной на привод компрессора $L_к$, за вычетом работы, возвращенной детандером $L_д$,

$$L = L_к - L_д. \qquad (9.1)$$

Холодильный коэффициент такой газовой (воздушной) холодильной установки

$$\varepsilon = Q_0/L = Q_0/(L_к - L_д). \qquad (9.2)$$

Чтобы найти зависимость ε от T_0 и $T_{0.c}$, выразим значения работы и тепла в формуле (9.2) через разности энтальпий. Так как в изэнтропном процессе $l = \Delta i_s$, а в изобарном $l = \Delta i_p$, то

$$\varepsilon = \frac{i_1 - i_4}{(i_2 - i_1) - (i_3 - i_4)} =$$

$$= \frac{c_p(T_1 - T_4)}{c_p(T_2 - T_1) - c_p(T_3 - T_4)},$$

Считая теплоемкость c_p газа постоянной (идеальный газ), получаем:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_4}{T_1(T_2/T_1 - 1) - T_4(T_3/T_1 - 1)}. \qquad (9.3)$$

При адиабатном процессе

$$T_2/T_1 = (p_m/p_n)^{\frac{k-1}{k}}; \qquad (9.4)$$

аналогично

$$T_3/T_4 = (p_m/p_n)^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (9.5)$$

Следовательно,

$$T_3/T_4 = T_2/T_4. \qquad (9.6)$$

Произведя соответствующую замену в формуле (9.3), получим:

$$\varepsilon = \frac{1}{T_2/T_1 - 1}. \qquad (9.7)$$

Однако холодильный коэффициент ε, будучи полезной расчетной величиной, не дает никакой информации о термодинамическом совершенстве цикла. Чтобы его найти, нужно определить КПД η_e цикла.

Очевидно, что внутренние потери в цикле *1-2-3-4*, состоящем из обратимых процессов, для которых $\Sigma d_i = 0$, равны нулю. Следовательно, чтобы в соответствии с формулой (1.4) определить КПД цикла, следует рассмотреть внешние потери d_e*. Эти потери могут быть связаны с двумя процессами: *2-3* (отвод тепла $Q_{0.c}$ в окружающую среду) и *4-1* (подвод тепла Q_0 от объекта охлаждения). Рассмотрим сначала процесс *2-3*.

Отвод тепла $Q_{0.c}$ в окружающую среду в процессе *2-3* неизбежно связан с потерями при теплообмене между рабочим телом (температура которого во всем интервале *2-3* существенно выше $T_{0.c}$) и окружающей средой. Чтобы эту потерю ликвидировать, нужно перейти к другому циклу, например циклу Карно, показанному на рис. 9.1, где процесс *a-3* протекает изотермически (в данном случае при $T_{0.c}$). Следовательно, эта потеря органически свойственна циклу с изобарным отводом тепла и относится к классу собственных потерь d_c. Потеря d_c находит, естественно, отражение в энергетическом балансе цикла. Работа $l_к$ компрессора на участке между p_a и p_m в цикле с изобарным отводом тепла (рис. 9.1) больше, чем в цикле Карно, где сжатие ве-

* Здесь и в дальнейшем рассматриваются внешние КПД циклов, позволяющие учесть все потери от необратимости в процессе преобразования энергии. В данном частном случае, поскольку циклы идеальные, Σd_i (внутренние потери) равна нулю; внутренний КПД всех рассматриваемых циклов равен единице.

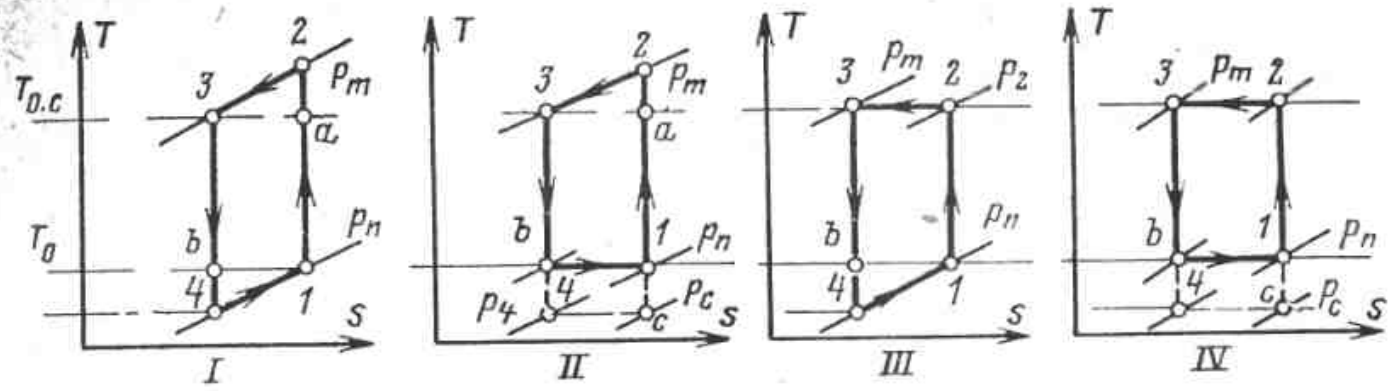


Рис. 9.2. Обратные циклы с различными сочетаниями изотерм и изобар с изэнтропами на T, s-диаграмме.

дется изотермически*. Поэтому при прочих равных условиях $l_к$ в цикле с изобарным отводом тепла всегда больше, чем в цикле с изотермическим отводом тепла.

При рассмотрении процесса *4-1* нужно учитывать два возможных случая:

а) температура теплоотдатчика (объекта охлаждения) неизменна во всем интервале отвода тепла и равна T_0;

б) температура объекта охлаждения, как и рабочего тела, меняется в интервале T_1—$T_н$ и в пределе во всем интервале ΔT между ними может быть сколь угодно малой.

В случае «а» собственная потеря d''_c неизбежна при изобарном изменении состояния рабочего тела. Эксергетическая холодопроизводительность $e_q = q_0\tau_e$, получаемая объектом охлаждения, будет меньше $e'_q = q_0\tau_{e,\,ср} = e_4 - e_1$, отдаваемой рабочим телом, поскольку $|\tau_{e,\,ср}| > |\tau_e|$. Разница между ними $d''_c = e'_q - e_q$ определяет внешнюю потерю от необратимости для этого случая.

В случае «б» внешняя потеря $d''_c = 0$, так как $\tau_{e,\,ср}$ в интервале *4-1* одинакова как у рабочего тела, так и у объекта охлаждения и $e'_q = e_q$.

На основании изложенного можно сделать общие выводы относительно значений КПД идеальных циклов ($\Sigma d_i = 0$) с изобарным отводом и подводом тепла и сравнить их с такими же циклами, но с изотермическими процессами внешнего теплообмена.

Таблица 9.1

Варианты обратных циклов на основе сочетания изэнтропных процессов с изобарами и изотермами

Цикл	Отвод тепла		Подвод тепла		Характеристика объекта
	T = const	p = const	T = const	p = const	
I		+		+	а) T_0 = const б) $T_4 - T_0$
II		+	+		а) T_0 = const б) $T_4 - T_0$
III	+			+	а) T_0 = const б) $T_4 - T_0$
IV	+		+		а) T_0 = const б) $T_4 - T_0$

Возможны четыре варианта таких циклов, причем каждый из них может сочетаться с объектом охлаждения двух видов: с постоянной температурой $T_0 = T_1$ (случай «а») и с переменной температурой, меняющейся в интервале T_4—T_0 (случай «б»).

Перечисленные варианты сведены в табл. 9.1; знаком «+» обозначены процессы, входящие в данный цикл.

На рис. 9.2 показаны на T, s-диаграмме те же циклы под соответствующими номерами. Рассмотрев циклы, можно сделать ряд общих выводов относительно характеризующих их значений КПД.

* Из термодинамики известно, что в одном и том же интервале давлений и при одной и той же начальной точке процесса сжатия $l_{из} < l_{ад}$ (это наглядно видно на e, i-диаграмме).

Начнем с влияния процессов отвода тепла. Поскольку при изобарном отводе тепла всегда будет существовать внешняя потеря d'_e, КПД циклов *I* и *II* с изобарным отводом тепла будет всегда ниже, чем у соответствующих циклов *III* и *IV* с изотермическим отводом тепла.

Это следует из того, что при равных Q_e ($Q_e^{I}=Q_e^{III}$ и $Q_e^{II}=Q_e^{IV}$) и равных работах $L_д$ детандера ($L_д^{I}=L_д^{III}$ и $L_д^{II}=L_д^{IV}$) затраты работы на сжатие, как было показано выше, в циклах *I* и *II* больше, чем в циклах *III* и *IV* ($L_к^{I}=L_к^{II}>L_к^{III}=L_к^{IV}$).

Отсюда

$$\eta_e^{I}=Q_e^{I}/(L_к^{I}-L_д^{I})<\eta_e^{III}=Q_e^{III}/(L_к^{III}-L_д^{III}); \quad (9.8)$$

$$\eta_e^{II}=Q_e^{II}/(L_к^{II}-L_д^{II})<\eta_e^{IV}=Q_e^{IV}/(L_к^{IV}-L_д^{IV}). \quad (9.9)$$

Неравенства (9.8) и (9.9) остаются в силе при любом характере изменения температур охлаждения (случаи «а» и «б»), нужно только, чтобы они были у сравниваемых циклов одинаковы. Зависимость КПД циклов от характера процесса подвода тепла определяется более сложно, чем при отводе тепла, так как на его величину влияет характер изменения температуры объекта охлаждения.

Для случая «а» ($T_0=\text{const}$) КПД η_e циклов *II* и *IV* будет выше, чем циклов *I* и *III* соответственно, поскольку в первом случае будет отсутствовать внешняя потеря d''_e от теплообмена между рабочим телом и объектом охлаждения при ΔT, достигающей T_0-T_4.

Это видно из формул для КПД циклов (работы компрессора $L_к^{I}=L_к^{II}$ и $Q_e^{I}<Q_e^{II}$, но $L_д^{I}>L_д^{II}$):

$$\eta_e^{I}=Q_e^{I}/(L_к^{I}-L_д^{I})<\eta_e^{II}=Q_e^{II}/(L_к^{II}-L_д^{II}). \quad (9.10а)$$

Аналогично

$$\eta_e^{III}=Q_e^{III}/(L_к^{III}-L_д^{III})<\eta_e^{IV}=Q_e^{IV}/(L_к^{IV}-L_д^{IV}), \quad (9.10б)$$

поскольку $L_д^{III}>L_д^{IV}$.

Для случая «б» (*T* объекта меняется в интервале T_4-T_0), напротив, более эффективны циклы с изобарным подводом тепла (циклы *I* и *III*). При использовании этих циклов потеря d''_e от необратимости теплообмена в пределе при одинаковом протекании температур рабочего тела и охлаждаемого объекта ($\Delta T\to 0$) отсутствует. Поэтому КПД η_e цикла *III*, где d'_e, как и d''_e, равна нулю, будет равен единице ($\eta_e^{III}=1$). Коэффициент полезного действия цикла *I* будет меньше, так как потеря d'_e, связанная с теплоотводом в окружающую среду, не равна нулю

$$\eta_э^{I}<\eta_e^{III}=1. \quad (9.11)$$

Циклы *II* и *IV* вообще не подходят для охлаждения в интервале T_4-T_1, так как температура T_0 рабочего тела выше температуры охлаждаемого объекта.

Чтобы сделать эти циклы пригодными для охлаждения в интервале T_4-T_1, нужно перенести в каждом из них изотерму *b-1* по крайней мере в положение *4-c*, т. е. «удлинить» цикл в область более низких температур. Такое изменение температурного интервала вызовет увеличение затраты работы как сжатия, так и расширения.

В целом затрата работы в циклах *II* и *IV* будет больше, чем соответственно в циклах *I* и *III*. Это объясняется тем, что дополнительная изотермическая работа расширения на участке *4-c* будет меньше дополнительной работы адиабатного сжатия на участке *c-1*.

Поэтому для случая «б»

$$\eta_e^{I}>\eta_e^{II} \text{ и } \eta_e^{III}>\eta_e^{IV}. \quad (9.12)$$

Дополнительная работа в «удлиненных» циклах *II* и *IV* затрачи-

вается на компенсацию внешних потерь d''_e от необратимости теплообмена между более холодным рабочим телом с постоянной температурой T_4 и охлаждаемым объектом с переменной температурой в интервале T_4—T_1.

Таким образом, наилучшим циклом для условий постоянной температуры объекта может служить цикл *IV* (цикл Карно), а для переменной — цикл *III*. Значения КПД и того, и другого в идеальном случае равны единице. Поэтому циклы *IV* и *III* могут быть образцами, к которым в максимальной степени должны приближаться реальные газовые обратные циклы.

Анализ циклов *I*—*IV* показывает, какое важное значение имеет соответствие температурных характеристик рабочего тела с теплоприемником и теплоотдатчиком. Отсутствие такого соответствия (или неполное соответствие) приводит к потерям d'_e и d''_e, оказывающим большое влияние на общий КПД цикла. Потери d'_e и d''_e можно наглядно представить на q, τ_e-диаграмме, аналогичной показанной на рис. 7.8. Такая диаграмма для циклов *I* и *II* (потери при отводе тепла) и циклов *II* и *IV* (подвод тепла) показана на рис. 9.3. Заштрихованные площадки на графиках $q\tau_e$ численно равны потерям d'_e и d''_e. Очевидно, что чем ниже температурный уровень внешнего теплообмена, тем больше будут соответствующие потери d_e

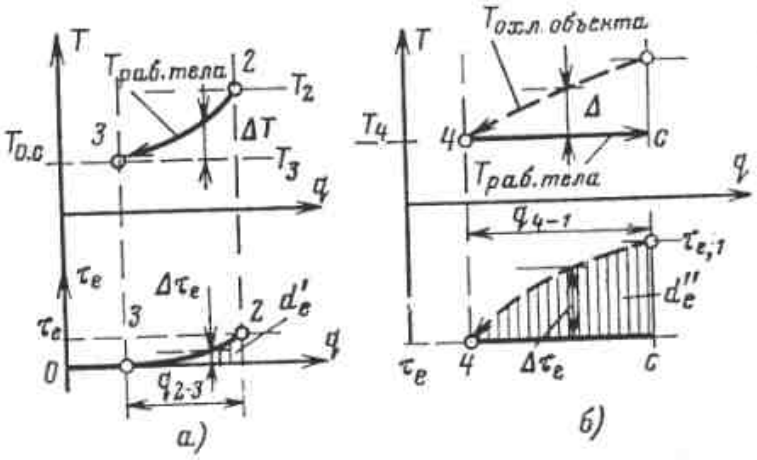


Рис. 9.3. Потери от необратимости внешнего теплообмена на τ_e, q-диаграмме.

а — отвод тепла; *б* — подвод тепла к рабочему телу.

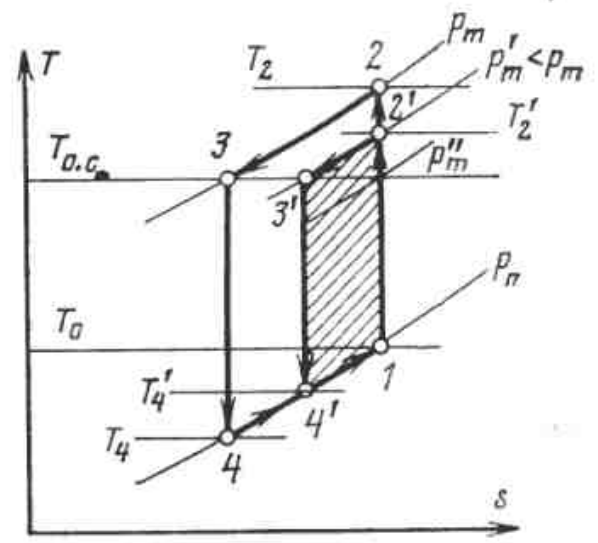


Рис. 9.4. Уменьшение значений внешней необратимости путем «сужения» (уменьшения Δs) цикла.

при тех же ΔT. Поэтому всегда ΔT при более низких температурах выбирают меньше, чем при более высоких [7]. В тех случаях, когда изменения температур рабочего тела и теплоотдатчиков или теплоприемников одинаковы, d'_e и d''_e в пределе равны нулю независимо от температурных уровней.

В условиях, когда температура теплоотдатчика неизменна, потери d''_e можно сократить, уменьшая ΔT внешнего теплообмена. Некоторое уменьшение потерь d_e в цикле с изобарными подводом и отводом тепла можно получить без принципиальных изменений, если, несколько снизив давление p_m, приблизить температуру T_2 к T_3. Как видно из рис. 9.4, в новом цикле *1-2′-3′-4′* разность температур T'_2—$T_{о.с}$ и T_0—T'_4 уменьшится; соответственно снизятся значения ΔT во всех сечениях теплообменных устройств как при отводе, так и при подводе тепла, уменьшатся также и d'_e и d''_e. Однако «сужение» цикла приводит одновременно к тому, что количество тепла, отводимого от теплоотдатчика на единицу массы циркулирующего рабочего тела, — удельная холодопроизводительность $q_0 = i_1 - i_4$ — будет уменьшаться. Соответственно будет возрастать расход рабочего тела $G = Q_0/q_0$, циркулирующего в системе. (В пределе при $T_4 \to T_1$

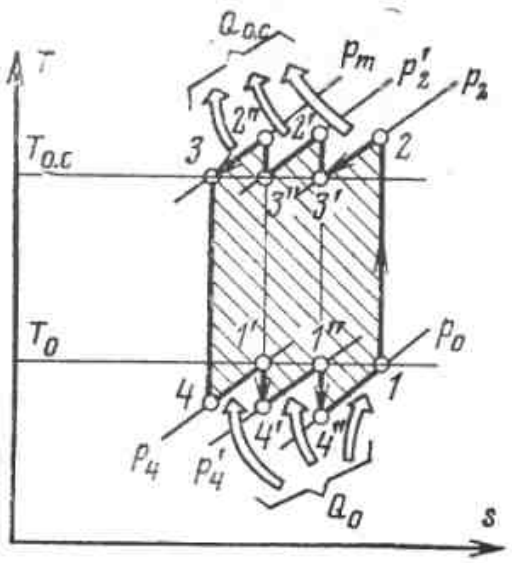


Рис. 9.5. Обратный цикл с многоступенчатыми сжатием и расширением.

$q_0 = i_1 - i_4 \to 0$ и $G \to \infty$). В идеальном цикле увеличение G не приводит к потерям d_i и «сужение» цикла дает рост внешнего КПД. Однако в реальных условиях увеличение G приводит одновременно с уменьшением ΣD_e к росту ΣD_i, поэтому в каждом случае необходимо определять оптимальное отношение p_m и p_n.

Есть и другой путь уменьшения ΔT в процессах внешнего теплообмена — приближение процессов сжатия и расширения к изотермическим.

На практике осуществление процессов сжатия и расширения с отводом тепла в процессе изменения давления, близкого к изотермическому, встречает значительные трудности. Поэтому в технике во многих случаях для приближения к изотермическому процессу используют многоступенчатое сжатие и многоступенчатое расширение с промежуточным теплообменом. Принцип такого процесса (для трехступенчатых сжатия и расширения) показан в T, s-диаграмме на рис. 9.5. Сжатие газа производится последовательно в трех ступенях компрессора; после каждой ступени сжатия происходит изобарное охлаждение с отводом в окружающую среду количества тепла $Q_{o.c}$ при давлениях p_2, p'_2, $p''_2 = p_m$.

Аналогично подводится тепло Q_0 от охлаждаемого тела в нагревателях, включенных между ступенями расширения при давлениях p_4, p'_4, $p''_4 = p_n = p_0$.

В описанном процессе реализуется идея «сужения» цикла, показанная на рис. 9.4, но так, что удельная холодопроизводительность q_0 не уменьшается. Действительно, процесс со ступенчатым сжатием и расширением (рис. 9.5) может быть представлен как совокупность нескольких «узких» циклов с одноступенчатым сжатием и расширением в небольшом интервале давлений.

Таким образом, процесс на рис. 9.5 представляет собой нечто среднее между циклами Джоуля и Карно. При уменьшении числа ступеней сжатия n до 1 он переходит в цикл с двумя изобарами (цикл Джоуля), а при $n \to \infty$ — в идеальный газовый цикл с изотермическими подводом и отводом тепла (цикл Карно).

Все описанные выше газовые циклы как холодильные и криогенные, так и теплонасосные имеют тот общий недостаток, что нагревание и охлаждение газа во всем интервале рабочих температур осуществляется в машинах — компрессоре и детандере. Это исключает возможность использовать такие циклы для работы в значительных интервалах температур, так как необходимая степень повышения давления p_m/p_n (или соответственно расширения) получается слишком большой. Кроме того, при большом интервале рабочих температур компрессор должен работать либо при очень низких начальных температурах (в холодильных и криогенных циклах), либо при очень высоких конечных (в тепловых насосах). Все это в практических условиях привело бы к большим потерям.

Приведенные выше недостатки газовых циклов могут быть, как уже указывалось в гл. 1, значительно уменьшены введением регенера-

ции тепла. Рассмотрим идеальный газовый холодильный цикл с регенерацией.

Газовый обратный цикл с регенерацией

Газовый обратный цикл с регенерацией и изобарными подводом и отводом тепла, а также схема процесса для его осуществления показаны на рис. 9.6. Для рассмотрения выбран цикл с изобарным внешним теплообменом; однако все положения о потерях d'_e и d''_e, как и дальнейшие выводы о роли регенерации, остаются в силе и для других процессов подвода и отвода тепла, рассмотренных выше.

Газовый обратный регенеративный цикл, показанный на рис. 9.6, состоит из шести процессов:

1-2 — изэнтропное сжатие в компрессоре, при котором подводится работа L_{1-2};

2-5 — отвод тепла Q_{2-5} в охладителе. При этом сжатый газ охлаждается с T_2 до $T_5 \to T_{о.с}$;

5-3 — охлаждение сжатого газа при $p_m = \text{const}$ с T_5 до $T_3 \to T_0$, причем холодному газу, движущемуся противотоком при давлении p_n, передается тепло регенерации (внутренний регенеративный теплообмен);

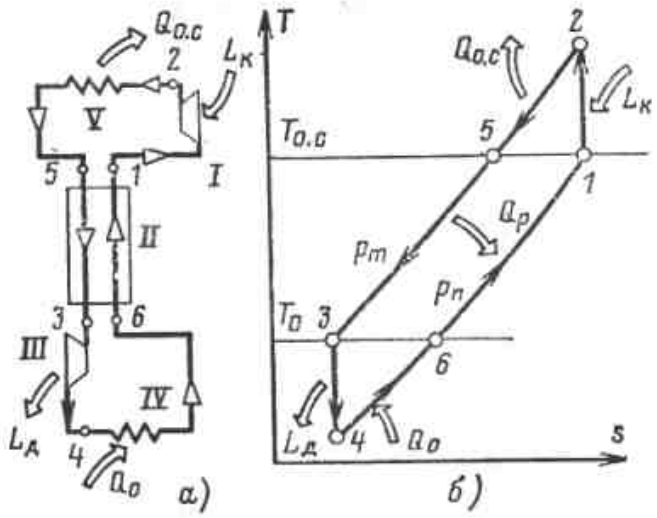


Рис. 9.6. Идеальный газовый обратный цикл с изобарной регенерацией (регенеративный цикл Джоуля).

а — схема процесса; *б* — изображение процесса на *T*, *s*-диаграмме; *I* — компрессор; *II* — теплообменник; *III* — детандер; *IV* — нагреватель; *V* — охладитель.

3-4 — изэнтропное расширение в детандере, при котором отдается работа L_{3-4};

4-6 — изобарный подвод тепла $Q_{4-6} = Q_0$ в нагревателе;

6-1 — нагревание газа при давлении p_n с T_6 до T_1 в результате регенерации.

Внешний КПД η_e регенеративного цикла, как и аналогичного цикла, проводимого без регенерации (цикл *1-a* на рис. 9.2) зависит от характера изменения температуры объекта. Если принять вариант *Ia* из табл. 9.1 (т. е. постоянную температуру объекта охлаждения, равную T_0), то для случая идеального газа получим:

$$\eta_{e.p} = Q_0(\tau_e)/(L_к - L_д); \qquad (9.13)$$

$$Q_0 = c_p(T_0 - T_4) = c_p(T_3 - T_4);$$

$$\tau_e = (T_0 - T_{о.с})/T_0 = 1 - T_{о.с}/T_0 = 1 - T_3/T_1.$$

Так как в изэнтропном процессе $l = \Delta i_s$, а в изобарном $q = \Delta i_p$, то $L_к = c_p(T_2 - T_1)$; $L_д = c_p(T_3 - T_4)$.

Подставив значения всех величин в формулу (9.13) и приняв $c_p = \text{const}$, получим:

$$\eta_{e.p} = \frac{T_1/T_3 - 1}{T_1/T_4 - 1}.$$

В адиабатном процессе $T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{\frac{k-1}{k}}$ и $T_3/T_4 = (p_3/p_4)^{\frac{k-1}{k}}$, но $p_3 = p_2$ и $p_4 = p_1$.

Поэтому $T_2/T_1 = T_3/T_4$ или $T_1/T_4 = T_2/T_3$.

Следовательно,

$$\eta_{e.p} = \frac{T_1/T_3 - 1}{T_2/T_3 - 1} = \frac{T_{о.с}/T_0 - 1}{T_2/T_0 - 1} = \frac{T_{о.с} - T_0}{T_2 - T_0}. \qquad (9.14)$$

Если для тех же условий определить η_e цикла без регенерации, работающего при таких же температурах в точках *2*, *3* и *4*, (рис. 9.2, цикл *IV*), то получим значение КПД, равное $\eta_{e,p}$ в формуле (9.14). Действительно, в этом случае

$$L_к = c_p(T_2 - T_1); \; L_д = c_p(T_3 - T_4);$$

$$Q_0 = c_p(T_1 - T_4);$$

$\eta_e = (T_0 - T_{0.c})/T_0 = (T_1 - T_3)/T_1 = 1 - T_3/T_1$.

Подстановка в формулу (9.13) дает:

$$\eta_e = (T_{0.c} - T_0)/(T_2 - T_0). \qquad (9.15)$$

Из сравнения формул (9.14) и (9.15) видно, что КПД идеальных газовых циклов с регенерацией и без нее, работающих в одинаковых внешних температурных условиях, равны. Следовательно, положение о роли регенерации в обратимых циклах, полученное из общих соображений в гл. 1, остается в силе и для рассмотренных циклов с изобарным подводом и отводом тепла. Введение регенерации позволяет только снизить отношение давлений p_m/p_n, но не меняет энергетических показателей.

В реальных установках, как показано ниже, введение регенерации дает широкие возможности; регенерация позволяет улучшить энергетические показатели и расширить область применения газовых холодильных и теплонасосных установок. Рассмотрим характеристики потерь, возникающих в реальных газовых обратных циклах, и влияние регенерации на них.

9.3. РЕАЛЬНЫЕ ГАЗОВЫЕ ЦИКЛЫ И КВАЗИЦИКЛЫ СО СТАЦИОНАРНЫМИ ПРОЦЕССАМИ

Реальный газовый цикл без регенерации представлен на T, s-диаграмме на рис. 9.7. Этот процесс

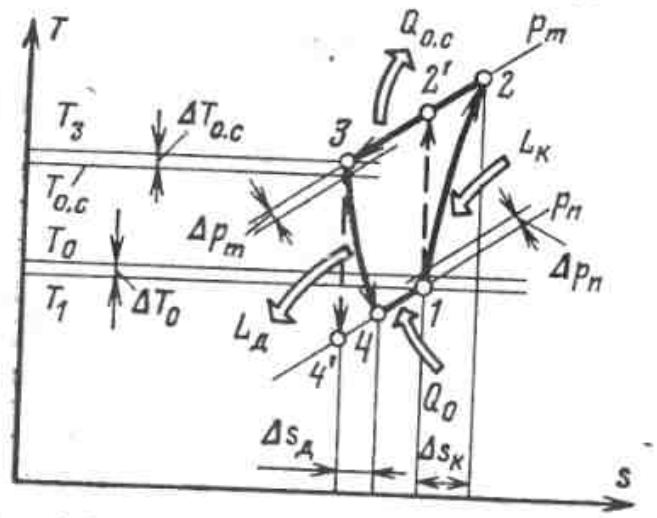


Рис. 9.7. Реальный газовый цикл без регенерации.

имеет ряд существенных особенностей, снижающих его эффективность по сравнению с соответствующим идеальным циклом.

При рассмотрении идеального процесса принималось, что температура в точке *3* равна $T_{0.c}$, а в точке *1*—T_0. Фактически необходимы некоторые разности температур ($\Delta T_0 = T_0 - T_1$ и $\Delta T_к = T_3 - T_{0.c}$), чтобы обеспечить теплопередачу. Это вызывает возрастание внешних потерь от необратимости. Увеличение интервала рабочих температур от $T_{0.c} - T_0$ до $T_3 - T_1$ приводит при прочих равных условиях к необходимости выбирать давление конца сжатия p_m, большее, чем в идеальном случае, на Δp_m, или снижать давление перед компрессором на $\Delta p_п$, что приводит к увеличению затраты работы в цикле.

Процессы в компрессоре и детандере в реальном цикле в отличие от идеального протекают необратимо с возрастанием энтропии. Сжатие заканчивается в точке *2* вместо точки *2'*, как было бы в идеальном случае, и энтропия возрастает на $\Delta s_к$. В детандере конечная точка процесса *4'* также перемещается вправо до *4* и энтропия возрастает на $\Delta s_д$. Поэтому процессы сжатия и расширения заканчиваются при более высоких температурах. В результате меняются все основные характеристики процесса: работа сжатия $L_к$ возрастает, а расширения $L_д$ уменьшается. Соответственно увеличивается $Q_{0.c}$ и снижается Q_0.

В реальном газовом цикле с регенерацией, как и в идеальном, можно резко уменьшить для тех же условий отношение давлений $p_m/p_п$*. Но можно показать, что в отличие от идеального в реальном цикле введение регенерации позволяет значительно снизить потери от необратимости в компрессоре и детандере и тем самым повысить эф-

* Или, что то же самое, при данном отношении давлений увеличить интервал рабочих температур.

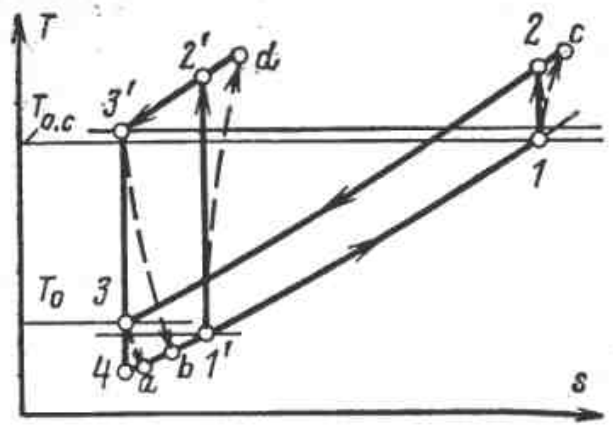


Рис. 9.8. Сопоставление потерь работы в циклах с регенерацией и без регенерации.

фективность процесса. Действительно, в процессе с регенерацией (рис. 9.8) потеря холодопроизводительности вследствие отклонения точки конца расширения вправо, равная $\Delta i_{4-a}=c_p(T_a-T_4)$, значительно меньше при том же $\eta_д$, чем в процессе без регенерации, где $\Delta i_{4-b}=c_p(T_в-T_4)$.

Потери работы ΔL в компрессоре и детандере при введении регенерации также снижаются. Например, потеря работы в компрессоре в процессе без регенерации

$$\Delta L'_к=c_p(T'_2-T'_1)/\eta_{i,к}-c_p\times\\ \times(T'_2-T'_1)=c_p(T'_2-T'_1)\times\\ \times[(1-\eta_{i,к})/\eta_{i,к}]. \qquad (9.16)$$

В процессе с регенерацией потеря работы в компрессоре

$$\Delta L_к=c_p(T_2-T_1)[(1-\eta_{i,к})/\eta_{i,к}].$$

Так как $T_2-T_1\ll T'_2-T'_1$, то

$$\Delta L_к\ll\Delta L'_к. \qquad (9.17)$$

Аналогичным способом можно показать, что потеря работы детандера $\Delta L_д$ в процессе с регенерацией значительно меньше, чем без регенерации.

Таким образом, потери работы и холодопроизводительности от несовершенства машин в процессе с регенерацией значительно меньше, чем в процессе без регенерации.

Поэтому реальный процесс с регенерацией при прочих равных условиях всегда имеет более высокий КПД η_e, чем соответствующий процесс без регенерации.

Вместе с тем при введении регенерации возникают некоторые дополнительные потери, которые несколько уменьшают эффект ее использования.

К ним относятся: 1) гидравлические потери в регенеративном теплообменнике и 2) потери от необратимости теплообмена.

Потеря давления Δp_m прямого потока в теплообменниках приводит к тому, что он поступает в детандер с давлением, меньшим, чем на выходе из компрессора p_m, $p_3=p_m-\Delta p_m$ (рис. 9.9). Расширенный газ, напротив, после детандера должен иметь на Δp_n более высокое давление, чем перед компрессором. В результате процесс *3-4* в детандере протекает в меньшем интервале давлений, чем при отсутствии гидравлических потерь (*3'-4'*); холодопроизводительность и отдаваемая детандером работа соответственно снижаются. Гидравлические потери относятся к техническим и могут быть в принципе сколь угодно уменьшены путем усовершенствования теплообменного оборудования.

Чтобы обеспечить теплообмен в реальных условиях, необходимо в теплообменнике иметь некоторые разности температур ΔT_{m-n}. Поэтому необходимо соблюдать условия $\Delta T_{5-1}>0$ и соответственно $\Delta T_{3-6}>0$. Из-за этого полезная холодопроизводительность уменьшается на $q_{оп}=$

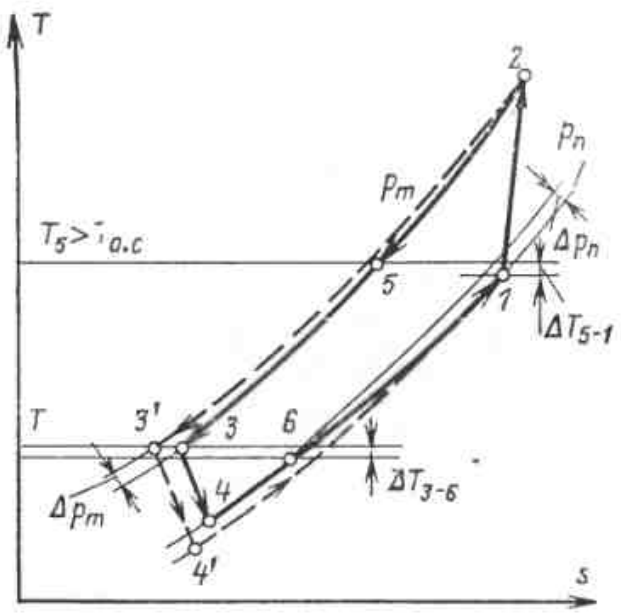


Рис. 9.9. Гидравлические потери в реальном газовом обратном цикле.

$=\Delta T_{3-6}c_p=\Delta i_{3-6}$. Соответствующие потери, как и гидравлические, относятся к техническим.

Однако в теплообменных аппаратах существуют и другие, собственные, потери, связанные со свойствами реального газа. Реальность газа рабочего тела приводит к тому, что его теплоемкость c_p зависит от давления p и температуры T. Для состояний рабочего тела, при которых $\Delta i_т>0$ (положительный дроссель-эффект), c_p растет с повышением давления; при $\Delta i_т<0$ — уменьшается. В результате этого в первом случае $\bar{c}_{p,m}>\bar{c}_{p,n}$ (ΔT_{m-n} растет к холодному концу теплообменника), а во втором $\bar{c}_{p,m}<\bar{c}_{p,n}$ (ΔT_{m-n} уменьшается к холодному концу). Таким образом, законы изменения разности температур вдоль теплообменников для газовых установок аналогичны рассмотренным в гл. 7 закономерностям для газожидкостных установок.

При работе установки в большом интервале температур с воздухом в качестве рабочего тела значение ΔT_{3-6} может превысить 10—15 К при минимальном значении $\Delta T_{5-1}=5$ К. Соответственно увеличатся и потери. Только при использовании гелия, водорода или неона разность температур на холодном конце теплообменника в широком интервале температур и давлений практически не отличается от ΔT_{m-n} на теплом конце. Однако при $T<T_{инв}$ разность ΔT_{m-n} при этих рабочих телах также возрастает.

Эффективность газовых трансформаторов тепла существенно зависит от эффективности используемых машин и теплообменных аппаратов. Поскольку в газовых установках со стационарными потоками удельная холодопроизводительность меньше, чем у парожидкостных и газожидкостных, то количества циркулирующего рабочего тела при той же производительности в несколько раз больше. Поэтому в таких установках используются, как правило, компрессоры и детандеры турбинного типа, описанные в гл. 3, а в качестве теплообменных аппаратов — большей частью регенераторы.

Рассмотрим некоторые особенности регенераторов газовых трансформаторов тепла.

В зависимости от того, к какому виду относится трансформатор тепла — со стационарными или нестационарными потоками, используются и различные регенераторы.

Здесь описаны регенераторы установок первого вида. Действие регенераторов основано на использовании теплоемкости массы материала с развитой наружной поверхностью и формой, позволяющей пропускать через регенератор газ с малыми потерями давления. Через аппарат-регенератор, заполненный таким материалом (насадкой), пропускают попеременно в противоположных направлениях два потока газа — один теплый, другой — холодный. Когда через насадку проходит теплый газ, то в результате теплообмена насадка нагревается, а газ охлаждается. При последующем пропускании холодного газа через теплую насадку теплообмен происходит в противоположном направлении; холодный газ нагревается, а насадка охлаждается. Таким образом тепло, аккумулированное насадкой, передается от теплого газа к холодному. После этого через насадку снова пропускается газ и все описанные процессы повторяются. В результате чередования процессов охлаждения и нагревания насадки теплый газ выходит из регенератора охлажденным, а холодный — нагретым. Чтоб обеспечить непрерывное нагревание одного из газов и охлаждение другого, необходимы два регенератора.

Рассмотрим работу двух регенераторов, в которых осуществляется теплообмен между сжатым и расширенным воздухом (рис. 9.10). Положим, что в данный момент по левому регенератору (рис. 9.10,*а*) проходит сжатый воздух (прямой поток), а по правому регенератору — расширенный (обратный поток, как показано сплошными стрелками). Проходя холодную насадку в левом регенераторе, воздух сильно подогревает ее, а сам охлаждается; при этом содержащиеся в нем водяной пар и углекислый газ конденсируются. Водяной пар оседает на поверхности насадки в виде воды при температурах до 0°С, затем в виде переохлажденной воды при температуре примерно —30°С, а при более низких температурах — в виде льда, количество которого по мере понижения температуры снижается в соответствии с уменьшением равновесного содержания пара в воздухе. Двуокись углерода высаживается на насадке в твердом состоянии при температурах от —130°С примерно и ниже в зависимости от давления воздуха. В правом

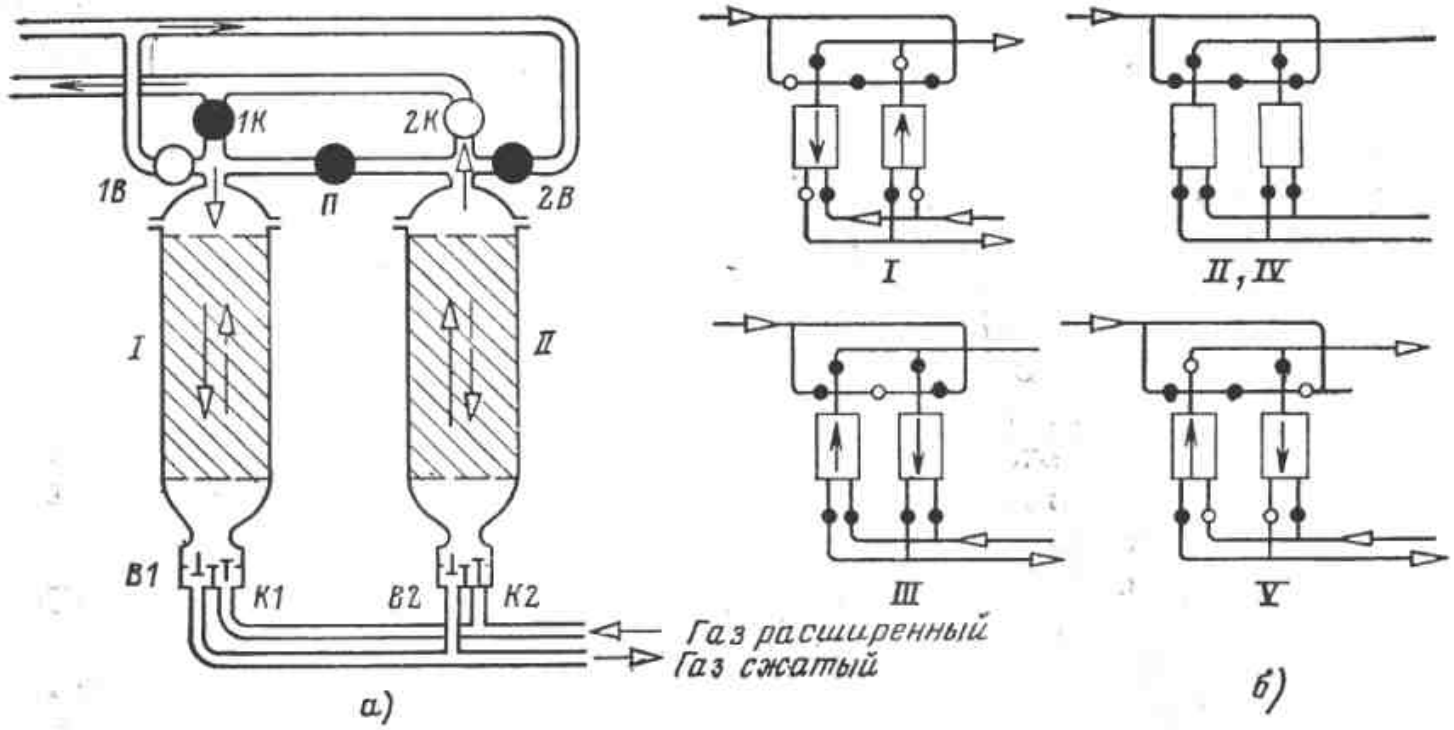


Рис. 9.10. Схема переключения регенераторов.

регенераторе в это же время расширенный воздух, проходя через насадку в противоположном направлении, нагревается; снижение давления приводит к испарению и выносу с воздухом оставшихся на насадке воды и двуокиси углерода. Условия, определяющие тепло- и массообмен в регенераторах, описаны в литературе [35].

Через определенное время (например, 3 мин) первая половина цикла работы регенераторов заканчивается, и потоки переключают: сжатый воздух направляют в правый регенератор, а расширенный — в левый регенератор *I*, как показано штриховыми стрелками. Во второй половине цикла охлаждение и очистка воздуха, сопровождаемые нагреванием насадки, происходят в правом регенераторе. Нагревание воздуха и охлаждение насадки, а также очистка насадки от воды, льда и твердой двуокиси углерода происходят в левом регенераторе. После окончания второй половины цикла потоки воздуха снова переключаются в положение, показанное на рис. 8.10 сплошными стрелками, и описанный цикл повторяется. Таким путем осуществляются непрерывное (если не считать короткого момента переключения регенераторов) охлаждение и очистка сжатого воздуха, а также нагревание расширенного воздуха.

Несмотря на то что процесс в регенераторах протекает нестационарно, параметры потоков на входе в регенераторы и выходе из них можно считать при рассмотрении трансформатора тепла в целом (если не учитывать относительно небольшие колебания температуры и давления) стационарными. Такие элементы систем (среди машин к ним относятся поршневые компрессоры и детандеры) принято называть квазистационарными.

Переключение регенераторов осуществляют клапанами, установленными на трубопроводах. Клапаны, установленные на теплом конце регенераторов, приводятся в движение с помощью механизма переключения. Эти клапаны называют принудительными. Клапаны на холодном конце открываются и закрываются автоматически под действием разности давлений между сжатым и выходящим расширенным воздухом аналогично клапанам поршневого компрессора.

Рассмотрим положение клапанов для случая, когда по левому регенератору идет сжатый воздух, а по правому — расширенный. В это время на левом регенераторе открыты принудительный клапан *1В* и автоматический клапан *В1*. Принудительный клапан *1К* и автоматический клапан *К1* закрыты. На правом регенераторе, по которому идет обратный поток, наоборот, клапаны *2В* и *В2* закрыты, а клапаны, принудительный *2К* и автоматический *К2*, открыты. Перепускной клапан *П*, назначение которого будет объяснено ниже, в это время закрыт.

Схема переключения потоков с указанием положения клапанов показана на рис. 9.10,*б*. Положение *I* соответствует описанному выше. Переключение начинается с того, что на первом регенераторе закрываются клапаны *В*, а на втором — *К*. В положении *II* все клапаны закрыты. В левом регенераторе находится сжатый воздух, а в правом — расширенный. В следующий отрезок времени (положение *III*) открывается перепускной клапан, соединяя внутреннее пространство обоих регенераторов. Часть воздуха из первого регенератора переходит во второй, и в обоих устанавливается некоторое среднее давление. Этот процесс называется перепуском. После

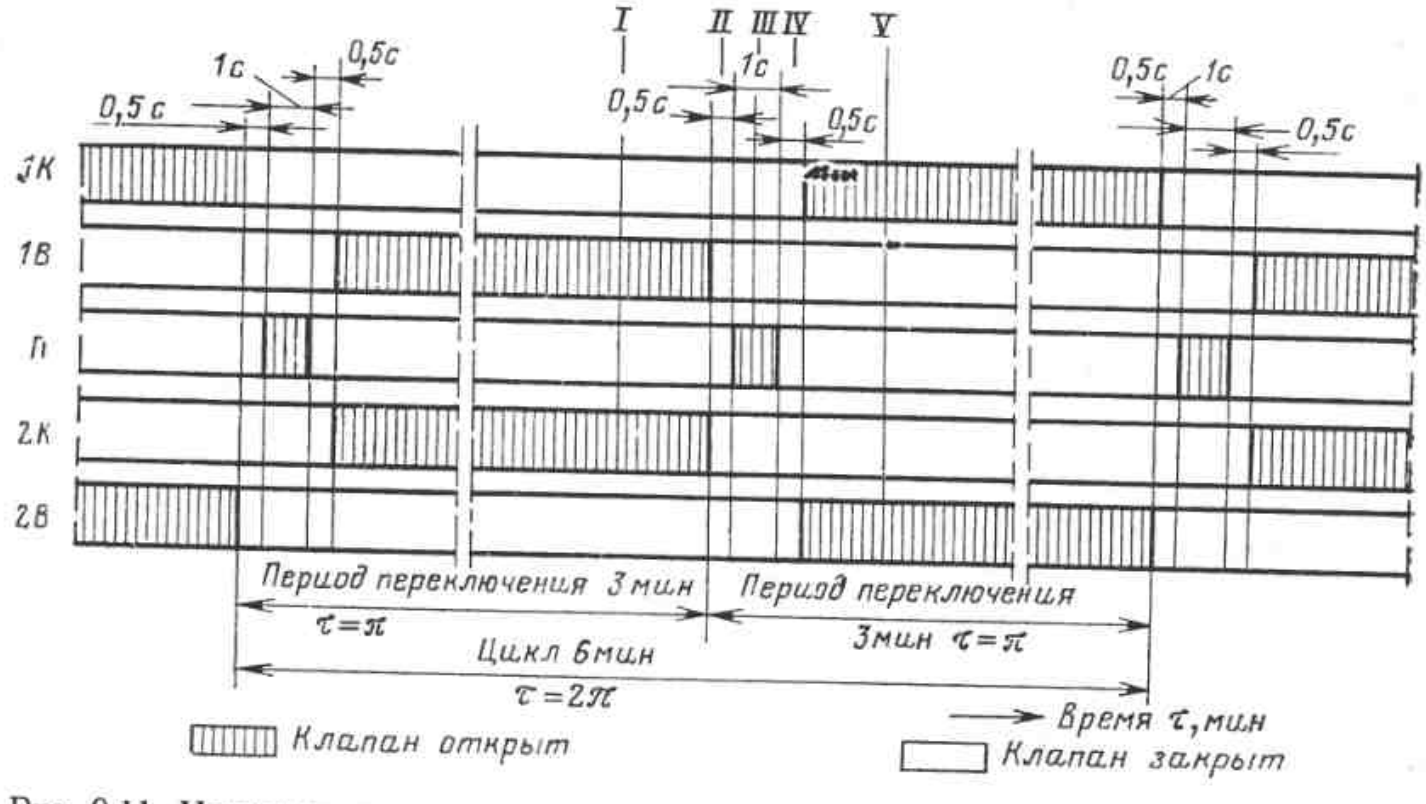


Рис. 9.11. Цикловая диаграмма переключения регенераторов.

того как давление выравнивается, перепускной клапан закрывается и все клапаны находятся в закрытом положении (*IV*). Затем открываются клапаны *В* правого регенератора и клапаны *К* левого регенератора (положение *V*). Воздух поступает в правый регенератор, где давление повышается до рабочего. Благодаря предварительному перепуску части воздуха из первого регенератора повышение давления в правом регенераторе сопровождается меньшим толчком и происходит быстрее. Оставшийся в левом регенераторе воздух при открытии клапана *1К* выбрасывается в атмосферу или во всасывающую линию компрессора; после того как давление упадет, через регенератор начинает проходить расширенный воздух. Благодаря перепуску потери воздуха при открытии клапана *1К* уменьшаются примерно в 2 раза. Таким образом, применение перепускного клапана в регенераторах уменьшает потери воздуха и толчки при переключениях. Следующее переключение происходит так же, но в противоположном направлении.

Затраты времени на различных этапах переключения регенераторов удобнее всего определить по так называемой цикловой диаграмме, показанной на рис. 9.11. На этой диаграмме показано положение каждого из пяти клапанов в различные периоды. С целью сокращения длины диаграммы на ней сделаны разрывы в промежутках между переключениями, когда положение клапанов не меняется. Из диаграммы видно, что время открытия перепускного клапана (положение *III*) в рассматриваемом примере равно 1 с, а продолжительность положения *II* и *IV* устанавливается около 0,5 с.

Регенератор представляет собой цилиндрический сосуд, заполненный насадкой. На холодном конце регенератор заканчивается обычно сферическим днищем, к которому прикреплена клапанная коробка. На теплом конце регенератора предусмотрена съемная крышка, в которой для уплотнения насадки установлены нажимные болты.

Насадка регенераторов низкотемпературных установок должна удовлетворять ряду требований: а) материал насадки должен обладать достаточной теплоемкостью и теплопроводностью (при этом теплопроводность в продольном направлении должна быть минимальной); б) форма насадки должна обеспечить возможно большую поверхность в единице объема регенератора и низкое гидравлическое сопротивление; в) материал насадки должен быть стойким при переменных температурах против коррозии и истирания.

В регенераторах применяют несколько видов насадки. Наиболее распространены три из них: насадка из металлических (алюминиевых) лент, насадка из камней (насыпная насадка), которая применяется в крупных стационарных установках с газовым криогенным циклом, служащим для разделения газовых смесей (гл. 8), и насадка из тонкой металлической проволоки применяется как в виде налаженных одна на другую сеток, укладываемых так же, как галеты из ленты, так и в виде колец или дисков из отрезков тонкой проволоки, расположенных без определенного порядка (как волокна в войлоке).

Использование современных эффективных регенераторов вместо рекуперативных теплообменников в газовых холодильных и криогенных установках позволило резко

снизить потери от гидравлических сопротивлений и уменьшить необходимые температурные напоры.

Влияние потерь в аппаратах и машинах, а также внешних условий работы на КПД η_e трансформатора тепла достаточно сложно. В зависимости от типа установки, рабочего тела, совершенства машин и аппаратов значение η_e может изменяться в довольно широких пределах; наиболее четко соответствующие связи выявляются в каждой группе установок. Но и в этом случае аналитические формулы, выражающие эти связи [7], очень сложны и все же не позволяют, как правило, учесть все нужные факторы.

Однако существуют общие связи, определяющие основную закономерность — экстремальный характер зависимости КПД η_e от температуры T_0. Увеличение интервала рабочих температур $T_{0.c}—T_0$ влияет по-разному на потери в элементах установки. Потери $D_т$ от необратимости в регенеративном теплообменнике (как от конечной разности температур ΔT_{m-n}, так и от гидравлических сопротивлений Δp_m и Δp_n) растут при прочих равных условиях с увеличением температурного интервала $T_{0.c}—T_0$.

Потери, связанные с несовершенством машин — компрессора $D_к$ и детандера $D_д$, напротив, уменьшаются по мере роста интервала $T_{0.c}—T_0$. Это связано с уменьшением работы сжатия (и расширения) в заданном интервале давлений $p_m—p_n$ по мере снижения температуры.

Например, при адиабатных процессах сжатия и расширения:

$$L_к = \frac{kRT_{0.c}}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_m}{p_n}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]\frac{1}{\eta_{ад.к}}$$

и

$$L_д = \frac{kRT_4}{k-1}\left[1-\left(\frac{p_m}{p_n}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]\eta_{ад.д}.$$

Если принять КПД $\eta_{ад.к}=\eta_{ад.д}$, то

$$L_д/L_к = T_4/T_{0.c} = (T_0-\Delta T_д)/T_{0.c} < T_0/T_{0.c}. \qquad (9.18)$$

Учитывая, что $\Delta T_д \ll T_0$ (в особенности для наиболее эффективных при неизменной температуре холодного объекта «узких циклов» с малым отношением p_m/p_n), можно в первом приближении считать, что $L_д/L_к \approx T_0/T_{0.c}$. Такие же соотношения существуют и при изотермическом сжатии и расширении. Это означает, что по мере уменьше-

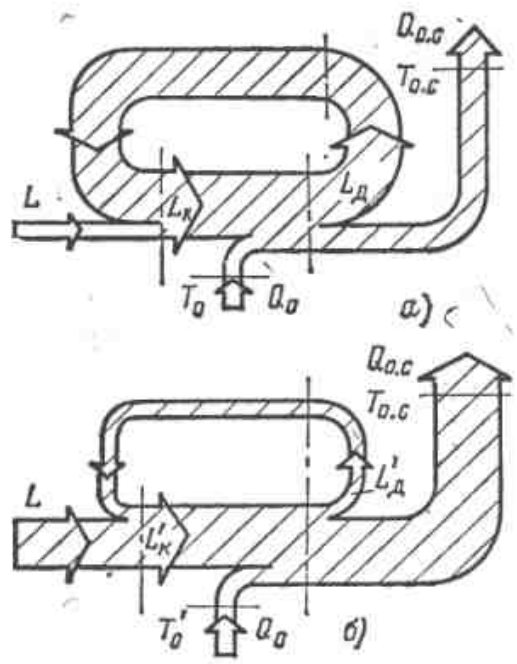


Рис. 9.12. Диаграммы потоков энергии (диаграммы Сэнки) для двух регенеративных газовых систем R с различными T_0.

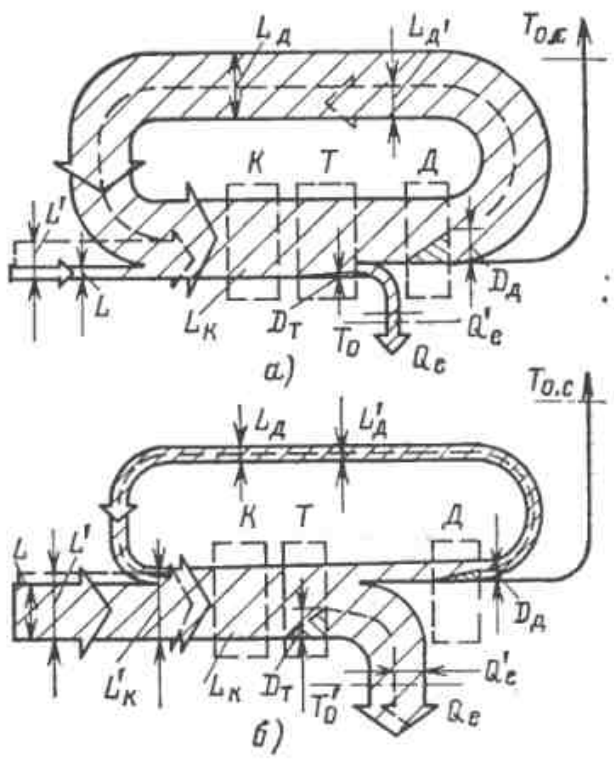


Рис. 9.13. Диаграммы потоков эксергии (диаграммы Грассмана) для двух регенеративных газовых систем R с различными T_0.

ния интервала между T_0 и $T_{0.c}$ работа $L_д$, отдаваемая детандером, приближается во всех случаях к работе $L_к$, затрачиваемой на привод компрессора. Это увеличение отношения $L_д/L_к$ с приближением T_0 к $T_{0.c}$ неблагоприятно отражается на энергетическом балансе установки, что наглядно видно из диаграмм, показанных на рис. 9.12 и 9.13.

На рис. 9.12 представлены диаграммы потоков энергии для двух трансформаторов тепла с регенеративным газовым циклом с равными значениями холодопроизводительности Q_0, но работающих на разных температурных уровнях T_0 и T'_0, причем $T_0 > T'_0$ (теплопритоки через изоляцию не показаны). Диаграмма на рис. 9.12,*а*, относящаяся к более высокому значению T_0, характерна тем, что значение $L_д$ немного меньше $L_к$; их разность составляет затрату работы L, так как энергия, отдаваемая детандером, используется для привода компрессора. Тепло $Q_{0.c} = L + Q_0$ отводится в окружающую среду. Таким образом, установка в этих условиях производит в большей степени работу, чем холод. Действительно, в этом случае почти вся работа $L_к$, затрачиваемая в компрессоре, возвращается в виде работы $L_д$ детандера, которую приходится вновь возвращать на привод. Более подробно роль этой циркуляции удобно проанализировать на эксергетических диаграммах потоков для тех же трансформаторов тепла. Эти диаграммы приведены на рис. 9.13. Сплошными линиями показаны потоки эксергии для идеального случая, соответствующего диаграммам на рис. 9.12, штриховыми — для случая, когда КПД детандера $\eta_д = 0{,}5$, а остальные элементы системы остаются идеальными. Из диаграммы (рис. 9.13,*а*) видно, что затраченная работа L в идеальном случае почти целиком идет на получение эксергетической холодопроизводительности Q_e и частично теряется с эксергией тепла, отводимой в окружающую среду (внешняя потеря) при изобарном охлаждении газа после компрессора. На графике рис. 9.13,*б* L и Q_e соответственно больше, так как при том же значении Q_0 значение Q_e с понижением T_0 растет. Учет реальности детандера (потеря эксергии в нем показана на обеих диаграммах заштрихованными треугольниками) приводит к тому, что необходимая для привода системы работа должна быть больше (L' на графиках), причем $L' = L + D_д$. При низких T_0 (рис. 9.13,*б*) увеличение затрат работы относительно невелико, так как $L_д/L_к$ мало. Однако при высоких значениях T_0, когда $L_д \to L_к$, те же 50% потерь в детандере приводят к резкому возрастанию общей затраты работы.

Следовательно, чем выше T_0, тем больше потери в детандере сказываются на общей затрате работы и, следовательно, дают большее снижение КПД. Если учесть еще и электромеханические потери при передаче энергии от детандера к компрессору, снижение КПД системы будет еще значительнее.

Описанные зависимости следуют и из формулы для КПД трансформатора тепла:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{L_к - L_д} = \frac{Q_e}{L_{к.ид}/\eta_к - L_{д.ид}\eta_д}. \qquad (9.19)$$

Чем больше $L_д$ по отношению к $L_к$, тем в большей степени снижение КПД $\eta_д$ будет уменьшать значение установки. Потери в регенеративном теплообменнике $D_т$, как уже указывалось, напротив, снижаются по мере роста T_0. На диаграммах показано, как они сказываются на значениях Q_e (снижая их в каждом случае до $Q'_e < Q_e$). При низких температурах $D_т$ намного больше.

В результате зависимость КПД трансформатора тепла от T_0 всегда имеет вид, показанный на графиках рис. 9.14 [7, 31]. На них приведены

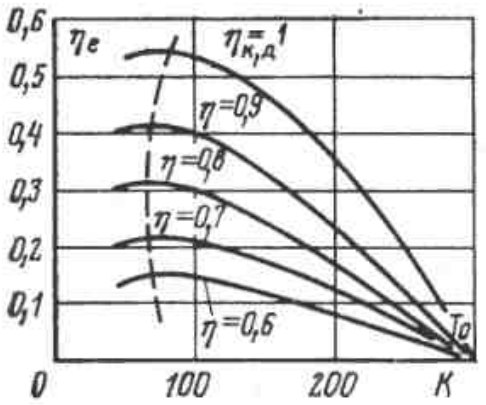


Рис. 9.14. Зависимость КПД η_e газовых рефрижераторных установок от T_0 при различных КПД компрессора $\eta_к$ и детандера $\eta_д$.

кривые зависимости η_e установки, работающий на воздухе, от КПД компрессора $\eta_к$ и детандера $\eta_д$ для различных температур T_0 при $T_{о.с}=$ $=300$ К. Во всех случаях значение $\eta_к$ принято такое же, как и $\eta_д$ ($\eta_к=\eta_д$). Кривые построены для значений $\eta_к=\eta_д$ от 1,0 до 0,6. Минимальная разность температур в регенераторе принята равной 2 К. Такое значение ΔT_{m-n} вполне достижимо при использовании современных регенераторов. Как видно из графиков, наибольшие значения η_e достигаются при сравнительно низких температурах T_0, меньших 100 К. Значения КПД машин резко сказываются на η_e. Уменьшение $\eta_к=\eta_д$ с 0,9 до 0,7 вызывает снижение η_e примерно в 2 раза. Потери от несовершенства теплообмена в регенераторе оказывают решающее влияние на значение η_e при низких температурах T_0; потери в детандере, напротив, оказывают определяющее влияние при $T_0 \to T_{о.с}$ (в пределе η_e при $T_0 \to T_{о.с}$ стремится к нулю). Коэффициент полезного действия компрессора, естественно, влияет одинаково на эффективность системы при всех уровнях.

В оптимальных условиях при достаточно низких значениях T_0, газовые холодильные установки со стационарными потоками не только не уступают по эффективности парожидкостным, но в ряде случаев и превосходят их*. Возможности их дальнейшего улучшения связаны не только с повышением КПД машин и аппаратов, но и с усовершенствованием схем.

Одна из таких усовершенствованных схем воздушной холодильной установки и ее процесс в T, s-диаграмме показаны на рис. 9.15. Эта установка (ТХМ) разработана коллективом под руководством М. Дубинского, В. Мартыновского и С. Туманского [31].

Основная особенность ее схемы заключается в том, что в ней используется вакуумный квазицикл; каждая порция воздуха не циркулирует в установке, а забирается из атмосферы (точка *1*) и выбрасывается в нее после компрессора (точка *6*). Компрессор *IV* установлен не в начале процесса перед регенератором, а в конце, на выходе воздуха из регенератора, и работает в вакуумном режиме, откачивая воздух из системы при давлении $p_п < p_{о.с}$ и сжимая его до атмосферного давления $p_{о.с}$ (процесс *5-6*). Воздух поступает из атмосферы в регенератор *I*, где охлаждается до T_2 в результате теплообмена с обратным вакуумным потоком, после чего поступает в холодильную камеру *III*. Здесь он нагревается до T_3, отбирая от охлаждаемого объекта количество тепла Q_0. Затем, расширяясь в турбодетандере до

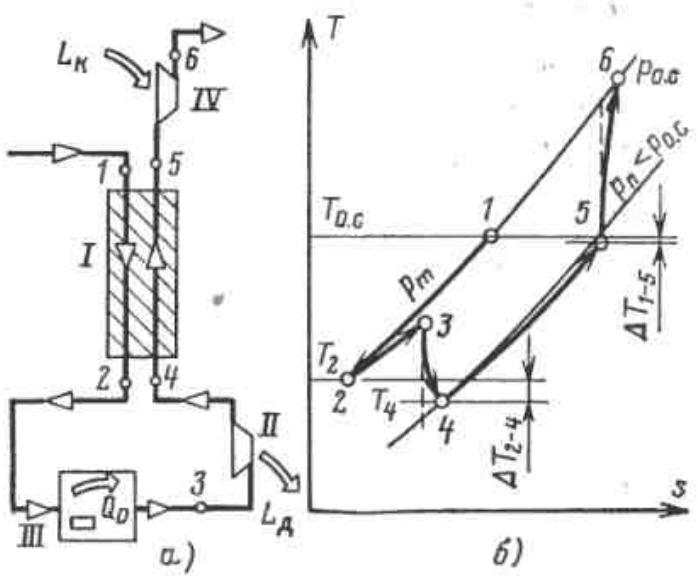


Рис. 9.15. Схема (*а*) и процесс на T, s-диаграмме (*б*) вакуумной воздушной рефрижераторной установки.

I — регенератор; *II* — турбодетандер; *III* — холодильная камера; *IV* — компрессор.

* Подробное сравнение эффективности всех рассмотренных установок при различных T_0 дано в конце этой главы.

давления $p_п < p_{о.с}$, он снова охлаждается до T_4 и отсасывается компрессором через регенератор, нагреваясь и удаляя примеси с насадки регенератора.

Воздух в компрессоре *IV* нагревается при сжатии до температуры T_6 и выбрасывается в атмосферу. Таким образом, энергия выводится из системы не в виде тепла, а как энтальпия горячего газа (точка *6*).

Главное преимущество такой схемы по сравнению с классической (см. рис. 9.6) заключается в отсутствии холодильника после компрессора и нагревателя — громоздких аппаратов, имеющих к тому же большое гидравлическое сопротивление. Кроме того, отпадает необходимость в охлаждающей воде. Установка становится не только проще, так как состоит из двух машин и одного теплообменного аппарата — регенератора, но и лучше по энергетическим показателям. При использовании отбросного горячего воздуха для нагревания такая система может работать по комбинированной схеме, выполняя одновременно роль холодильной установки и теплового насоса.

Эффективные воздушные холодильные установки на основе квазициклов широко используются и в авиации. Две такие схемы установок для охлаждения кабины самолета приведены на рис. 9.16.

Сжатый воздух, необходимый для работы установки, отбирается либо от компрессора турбореактивного двигателя (ТРД), либо в сверхзвуковых самолетах непосредственно из атмосферы через патрубок, в котором затормаживается встречный поток воздуха, что вызывает соответствующее повышение давления.

В первой из установок (рис. 9.16,*а*) сжатый воздух из приемного патрубка *I* проходит регенеративный теплообменник *II*, где охлаждается расширенным воздухом, и после расширения в турбодетандере *III* с отдачей внешней работы $L_д$ используется как хладоагент в нагревателе *IV* для отбора тепла Q_0 из кабины самолета. После регенеративного теплообменника воздух сжимается в компрессоре-тормозе *V*, работающем за счет энергии турбодетандера, и выбрасывается в атмосферу через патрубок *VI*. Такая система позволяет наиболее просто использовать работу турбодетандера. Реакция струи, выходящей из патрубка *VI* в направлении, противоположном движению самолета, позволяет частично компенсировать потери, связанные с торможением встречного потока в патрубке.

Установка, показанная на рис. 9.16,*б*, отличается от предыдущей тем, что регенерация в ней отсутствует. Дополнительное поджатие воздуха осуществляется в компрессоре *V* до поступления в турбодетандер. В процессе участвует в качестве охлаждающей среды жидкое топливо, которое после подогрева в теплообменниках *VIII* и *VII* поступает в камеру сгорания двигателя.

Турбодетандер и компрессор-тормоз в авиационных установках изготовляются обычно в виде одного агрегата. Большая частота вращения таких турбин (80—100 тыс. об/мин и более) позволяет сделать их очень компактными и легкими.

Воздушные холодильные установки используются также для обработки холодом при температурах от —80°С и ниже (до —150°С) металлов и различных материалов и

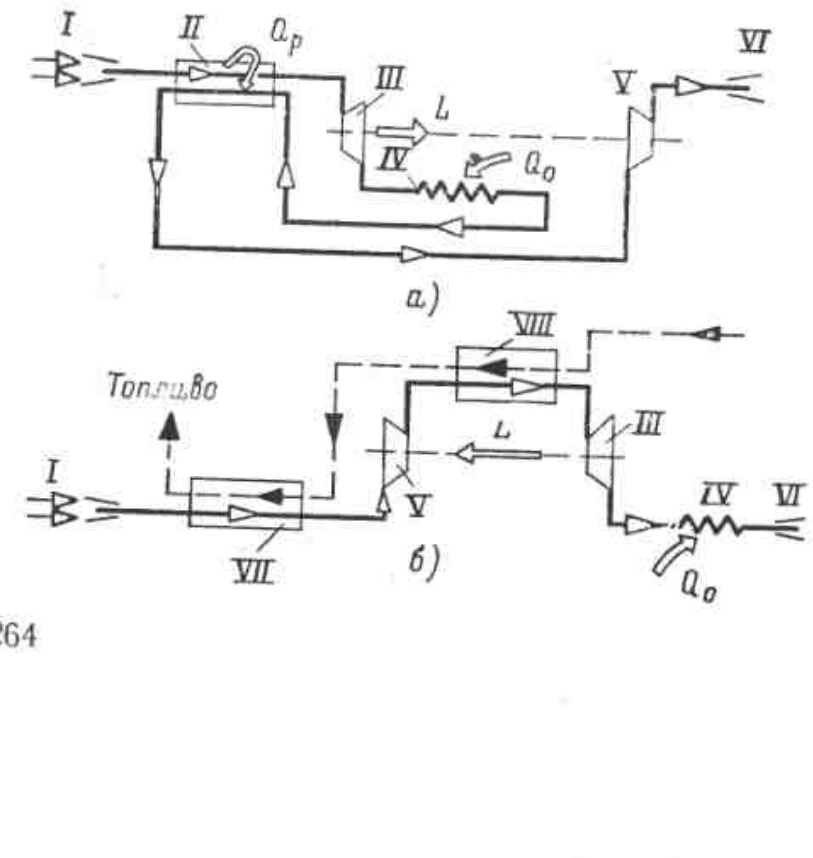


Рис. 9.16. Схемы воздушных холодильных агрегатов для охлаждения кабин самолетов.

а — процесс с регенерацией; *б* — процесс без регенерации с использованием в качестве охлаждающей среды жидкого топлива; *I* — приемный патрубок; *II* — регенеративный теплообменник; *III* — турбина (турбодетандер); *IV* — холодильник; *V* — компрессор; *VI* — выпускной патрубок; *VII*, *VIII* — воздушно-топливные теплообменники.

продуктов. При использовании в качестве рабочего тела других газов с низкими критическими параметрами — водорода, неона и гелия — газовые установки применяются и при более низких температурах. Однако в этом случае использование квазицикла, как правило, исключается, и такие установки должны включать два теплообменника (при $T>T_{о.с}$ и $T<T_0$), регенеративный теплообменник и две машины — компрессор и детандер. Только в некоторых случаях, когда газовый трансформатор тепла включен как подсистема в более крупную технологическую систему, в нем могут отсутствовать специальный компрессор и холодильник.

9.4. ГАЗОВЫЕ ЦИКЛЫ И УСТАНОВКИ С НЕСТАЦИОНАРНЫМИ ПРОЦЕССАМИ

Все рассмотренные выше газовые обратные циклы и квазициклы характеризовались стационарным протеканием основных процессов. В каждой точке такого цикла все параметры постоянны во времени, и их изменение происходит только при переходе рабочего тела из одной точки в другую.*

В последнее время разработаны и нашли практическое применение газовые циклы и квазициклы, основанные лишь на процессах с нестационарными потоками. В установках, созданных на основе таких циклов, параметры рабочего тела меняются не только при переходе от одной точки в другую, но и в каждой точке во времени, возвращаясь в конце каждого машинного цикла в исходное состояние.

Изображение таких процессов на диаграммах состояния теми же способами, как стационарных, невозможно; их изображают на диаграммах так же, как и другие процессы периодического вида, например, в цилиндрах детандеров или компрессоров. На диаграмму наносят изменения во времени нужных параметров в течение цикла для одной или нескольких характерных точек.

Для установок с нестационарными процессами характерны некоторые важные особенности. Они определяются в значительной степени характером внутреннего регенеративного теплообмена в СПО. В газовом трансформаторе тепла со стационарными потоками R_s такой теплообмен может проводиться либо в рекуперативном теплообменнике (рис. 9.17,*а*), либо в переключающихся двух (или большем числе) регенераторах (рис. 9.17,*б*). В системах с нестационарными потоками R_n (рис. 9.17,*в*) используется один регенератор, по которому прямой m и обратный n потоки пропускаются поочередно. Для работы рефрижератора любой из этих трех систем необходимо прежде всего сочетание процессов сжатия рабочего тела при $T_{о.с}$ с отводом тепла $Q_{о.с}$ в окружающую среду с расширением при $T<T_{о.с}$ и подводом тепла Q_0 от криостатируемого объекта. В первых двух схемах сжатие и расширение производятся непрерывно и раздельно — сжатие в компрессоре *(СПТ)*, а расширение в детандере *(СОО)*. В рефрижераторе с нестационарными потоками, как видно из схемы на рис. 9.17,*б*, сжатие и расширение происходят периодически, поочередно. При этом как сжатие, так и расширение производится во всех ступенях, составляющих общий объем, одновременно. Поэтому в такой системе для сжатия необходимо, чтобы суммарный объем системы уменьшился, а для расширения, чтобы увеличился. Этого можно достигнуть перемещением

---

* В некоторых частях таких циклов, как уже указывалось, могут быть и нестационарные процессы, например в поршневых компрессорах и детандерах, регенераторах и др. Однако на входе в эти машины или аппараты и выходе из них параметры рабочего тела можно считать постоянными. Замена таких агрегатов с квазистационарными потоками устройствами со стационарными потоками не вносит в процесс принципиальных изменений.

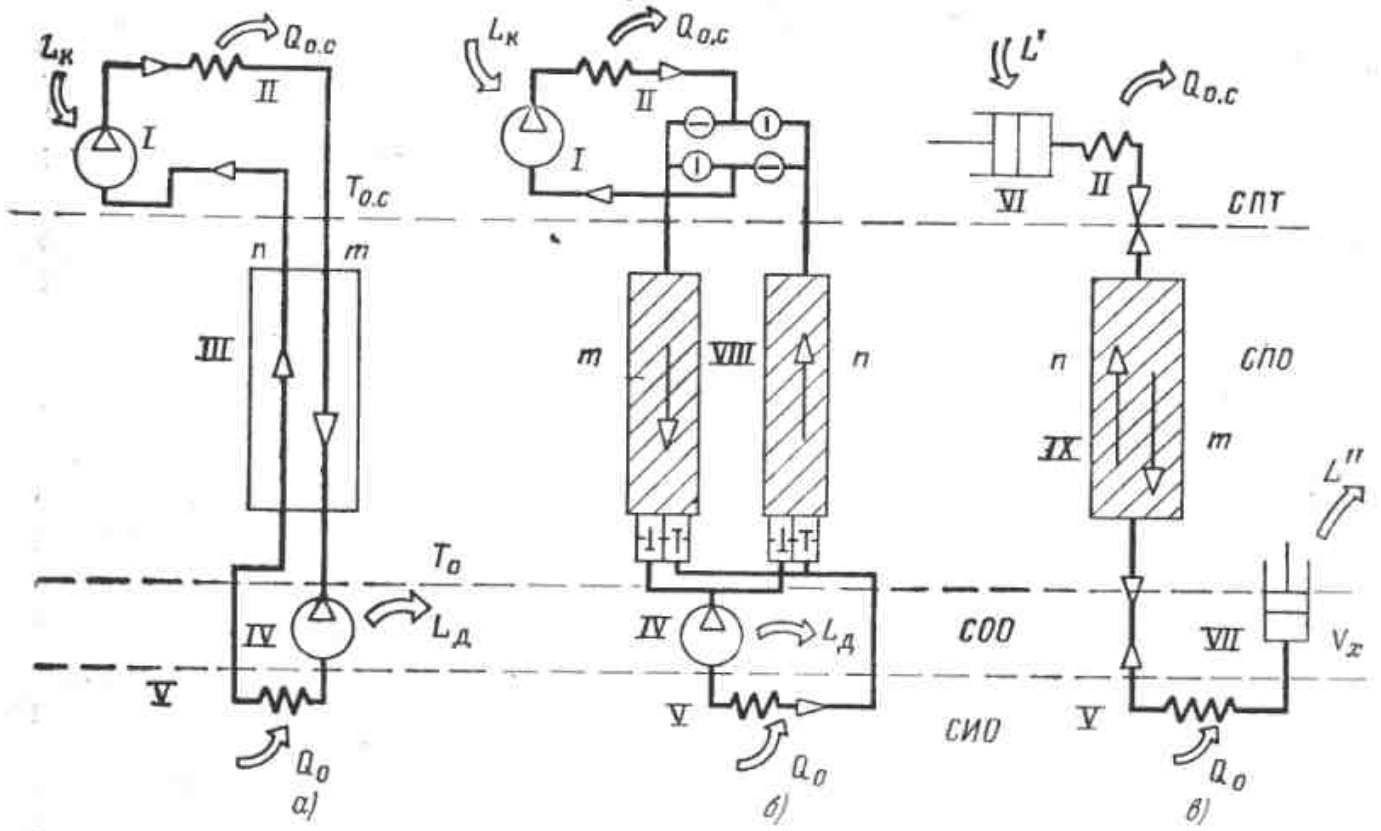


Рис. 9.17. Схемы газовых систем R.

а — система $R_в$ с регенеративным теплообменником в *СПО*; *б* — система $R_в$ с двумя переключающимися регенераторами; *в* — система $R_п$ с одним регенератором; *I* — компрессор; *II* — холодильник; *III* — теплообменник; *IV* — детандер; *V* — нагреватель; *VI* — теплый цилиндр с поршнем; *VII* — холодный цилиндр с поршнем; *VIII* — пара переключающихся регенераторов; *IX* — регенератор.

поршня в теплом *VI (СПТ)* или холодном *VII (СОО)* цилиндре или одновременным их перемещением. Наиболее эффективной была бы такая организация процессов, при которой весь газ во время сжатия находился бы в *СПТ* (теплый цилиндр *VI*), затем пропускался для охлаждения через регенератор *IX*, после чего весь расширялся в *СОО*±*СИО* (холодном цилиндре *VII*), пропускался через регенератор при низком давлении, нагревался и возвращался в *СПТ*. Полностью соблюсти на практике это условие невозможно, так как в каждой фазе процесса нельзя собрать весь газ в одном цилиндре или регенераторе. Часть газа неизбежно должна находиться в свободном объеме регенератора, коммуникациях или другом цилиндре.

Изменение давления p в системе и объемов теплого $V_т$ и холодного $V_х$ цилиндров показано качественно на графике рис. 9.18. Суммарный объем $(V_т+V_х)$ дан штрихпунктирной линией.

В фазе *А* вследствие уменьшения объема $V_т$ теплой полости (цилиндра) с $V_{т1}$ до $V_{т2}$ давление в системе возрастает с p_1 до p_2. При этом тепло $Q_{о.с}$ отводится в окружающую среду (в пределе процесс может быть изотермическим). В фазе *Б* объем теплой плоскости $V_т$ продолжает уменьшаться (с $V_{т2}$ до $V_{т3}$, в пределе $V_{т.з}\to 0$), а холод-

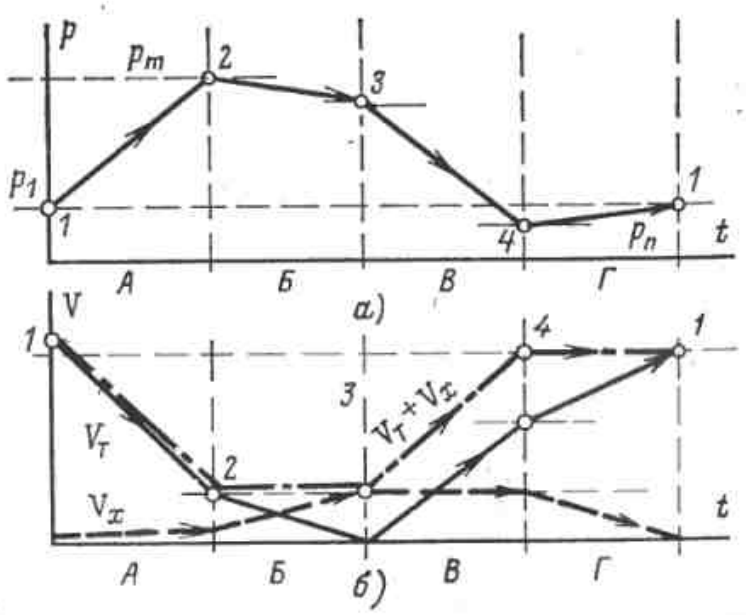


Рис. 9.18. Изменение во времени t давления p (*а*) теплого $V_т$ и холодного $V_х$ объемов системы $R_и$, показанной на рис. 9-17,*в* (*б*).

ной V_x — увеличивается с $V_{x2}\to 0$ до $V_{x3}=V_{т2}$. Таким образом, в этой фазе суммарный объем системы остается неизменным — газ просто переталкивается через регенератор из полости $V_т$ в полость V_x; охлаждение в регенераторе приводит к некоторому снижению общего давления (с p_2 до p_3). Процессы в фазе *В* определяются увеличением объема $V_т$ с $V_{т3}\to 0$ до $V_{т4}$ (холодный объем V_x остается неизменным). При этом газ расширяется, отдавая работу через теплый цилиндр *VI*, (рис. 9.17), и к нему подводится в *СОО*$\pm$*СИО* тепло Q_0 (в пределе расширение в *СОО* может быть изотермическим). В фазе *Г* объем $V_т$ увеличивается настолько же, насколько уменьшается объем V_x ($V_{т1}-V_{т4}=V_{x4}-V_{x1}$), и расширенный газ переталкивается из холодной полости в теплую. При этом его давление в результате подогрева в регенераторе несколько возрастает — с p_4 до p_1. Таким образом, давление в системе пульсирует, периодически меняясь от наивысшего $p_m=p_2$ до наинизшего $p_n=p_4$, в результате чего и осуществляется трансформация тепла с уровня $T_н$ до уровня $T_в$ (в криогенных и холодильных установках, где такие системы в основном применяются, с T_0 до $T_{0.с}$).

Рассмотренная идеализированная модель термотрансформатора с нестационарными потоками позволяет установить дополнительно к уже отмеченным (общее давление в системе и один регенератор) некоторые общие положения, относящиеся к особенностям рефрижераторов с нестационарными потоками (подкласс R_n).

Прежде всего очевидно, что для обеспечения работоспособности систем R_n необходимо соблюсти три условия.

1. Создать пульсацию давления в рабочем объеме.

2. Согласовать процессы в *СПТ* и *СОО* так, чтобы во время сжатия максимальная доля рабочего тела находилась в *СПТ* (теплый объем) и минимальная — в *СОО* (холодный объем), а при расширении, наоборот, максимальная — в *СОО* и минимальная — в *СПТ*.

3. Обеспечить переход газа из теплого объема в холодный (для охлаждения в регенераторе) после сжатия; из холодного в теплый (для нагревания в регенераторе) после расширения.

Способы обеспечения этих условий могут быть самыми различными, ими и обусловлены особенности всех многочисленных видов термотрансформаторов класса R_n.

Первое условие — пульсацию давления можно обеспечить не только возвратно-поступательным движением поршней в *СПТ* и *СОО*, как показано на схеме рис. 9.18, но и двумя другими методами: тепловым и клапанным.

Первый из них основан на соединении полости трансформатора тепла с так называемым термокомпрессором, который создает пульсацию давления периодическим перемещением в нем части газа при постоянном объеме из горячей полости в холодную. Второй способ основан на поочередном подключении полости трансформатора тепла к ресиверам, содержащим рабочее тело высокого p_m и низкого p_n давлений.

Второе и третье условия могут обеспечиваться не только движением поршней *СПТ* и *СОО*. В некоторых установках используется специальное устройство — вытеснитель, перемещающее газ из холодной полости (*СОО*) в теплую и наоборот, или движущийся возвратно-поступательный регенератор.

Такое разнообразие модификаций R_n-систем связано, в частности, с тем обстоятельством, что в них нет такого четкого разделения функций между *СПТ* и *СОО*, как в R_s-системах. Действительно (это видно на рис. 9.17,*в* и диаграммы на рис. 9.18), теплый цилиндр *VI* служит не только для сжатия рабочего

тела, но и для его расширения (при обратном ходе в фазах *В* и *Г*). Газ, расширяющийся в *СОО* в фазе *III*, действует только на поршень в цилиндре *VII*, а в фазе *Г* — на оба поршня (в теплом *VI* и холодном *VII* цилиндрах). Это означает, что цилиндр *VI* с поршнем, действительно, работает не только как компрессор, но и как детандер, а работа L' равна разности затраченной и полученной работ. Аналогично работа L'' равна разности работ, полученной в фазе *В* и затраченной в фазе A^*. Поэтому можно вместо цилиндра *VI* поставить, например, систему клапанов, выпускающих и впускающих газ так, чтобы закон изменения p был близким к показанному на диаграмме рис. 9.18 (пульсация между p_m и p_n), или другое устройство, выполняющее ту же функцию, что практически не отразится на работе *СОО*. Можно, как это будет показано ниже, вообще убрать холодный цилиндр *VII* с поршнем и всю работу расширения отдавать поршню в цилиндре *VI* (или другому устройству, обеспечивающему нужный закон изменения p).

Рассмотрим некоторые основные модификации холодильных и криогенных R_n-установок [46].

Машина, работающая по обратному циклу Стирлинга

Вернемся к установке, показанной на рис. 9.17,*в*. Представим изменение состояния некоторой порции рабочего тела, которая в фазе *А* находится в теплом цилиндре, в фазе *Б* переходит через регенератор в холодный цилиндр, в фазе *В* расширяется в холодном цилиндре и, наконец, в фазе *Г* переталкивается через регенератор снова в теплый

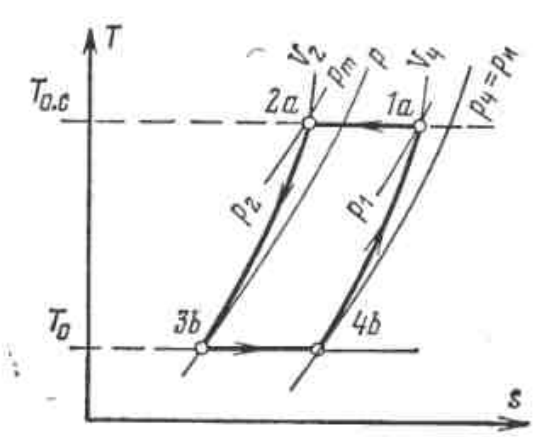


Рис. 9.19. Цикл R_n Стирлинга на T, s-диаграмме.

цилиндр. Нетрудно видеть по диаграмме на рис. 9.18, что в фазах *Б* и *Г* процессы протекают изохорно, так как в первом случае теплый объем уменьшается ровно настолько, насколько увеличивается холодный, а во втором — наоборот. Поэтому внутренние объемы машины в фазах *Б* и *Г* неизменны (при этом, естественно, в первом случае давление больше, а объем меньше). Если считать процессы сжатия в СПТ (фаза *А*) и расширения в *СОО*+*СИО* (фаза *В*) изотермическими, то можно построить соответствующий цикл на диаграмме состояния (например, в T, s-координатах). Такая диаграмма показана на рис. 9.19. Ее отличие от диаграмм установок со стационарными процессами состоит в том, что параметры в каждой точке соответствуют различным моментам времени, а не отражают один момент, в который они существуют одновременно, как в установках со стационарными потоками. Поэтому каждая точка на диаграмме имеет двойной индекс: цифра означает фазу цикла, а буква — зону, в которой фиксируется данное состояние рабочего тела. Цикл *1а-2а-3в-4в*, состоящий из двух изотерм и двух изохор, называется обратным циклом Стирлинга*.

Реализация цикла Стирлинга в устройстве, показанном на схеме

* Поэтому неверно называть, как это иногда делается, теплый поршень «компрессорным», а холодный — «детандерным». Здесь нет такого четкого разделения функций, как в R_s-системах, где задача детандера — только расширить рабочее тело с отдачей работы, а компрессора — только сжать его.

* Прямой цикл такого вида, предназначенный для двигателя, был предложен Р. Стирлингом в 1816 г. [17].

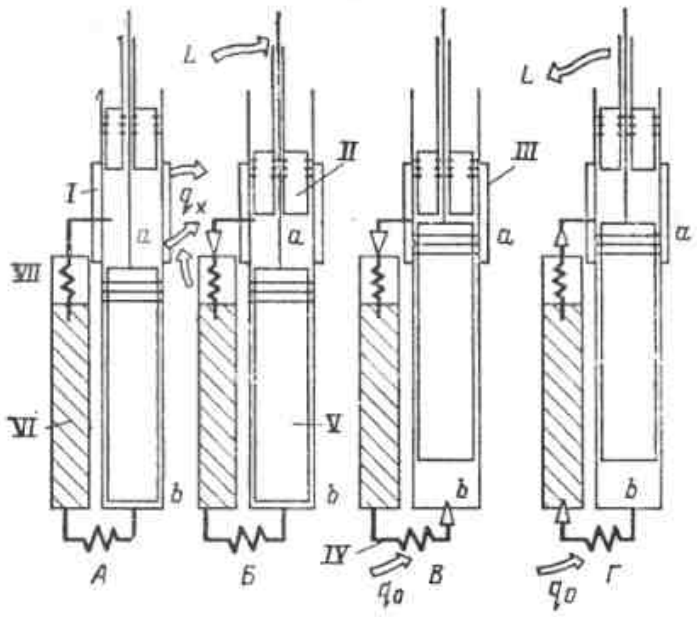


Рис. 9.20. Принципиальная схема криорефрижератора, работающего по обратному циклу Стирлинга.

рис. 9.17,*в*, с двумя поршнями — теплым и холодным — неудобна. Более практичный вариант такой системы с одним теплым поршнем был предложен еще самим Р. Стирлингом. Применительно к криорефрижератору он был разработан в Голландии Келером и Йонкерсом, а первая машина была выпущена фирмой «Филипс» в 1954 г. Использование только одного поршня становится возможным благодаря применению вытеснителя — специального внутреннего поршня, разделяющего теплую и холодную полости и осуществляющего только перемещение газа из первой полости во вторую и наоборот.

Принципиальная схема криорефрижератора, работающего по обратному циклу Стирлинга, показана на рис. 9.20 для тех же четырех фаз, что и на рис. 9.18. Он состоит из цилиндра *I*, в котором помещены вытеснитель *V* и теплый поршень *II*. Как поршень, так и вытеснитель могут приводиться в движение через свои штоки (шток вытеснителя пропущен внутри поршня *II*). Регенератор *VI* соединен с теплой полостью *a* цилиндра через холодильник *VII* и с холодной *b* через нагреватель *IV*. Теплая зона окружена также охлаждающим устройством *III*.

Работу машины можно упрощенно представить, рассматривая положения поршня и вытеснителя в четырех фазах цикла.

1. В начале фазы *A* вытеснитель находится в крайнем нижнем, а поршень — в крайнем верхнем положениях. При неподвижном вытеснителе поршень движется вниз, сжимая газ, находящийся в полости *a* и регенераторе. При этом посредством охлаждающего устройства и холодильника в процессе сжатия от газа отводится тепло $Q_{o.c}$, вследствие чего процесс сжатия становится близким к изотермическому (T=const, процесс *1a-2a* на диаграмме рис. 9.19).

2. В конце сжатия поршень *II* останавливается в положении *2a* (начало фазы *Б*) и вытеснитель движется вверх, перемещая сжатый газ через регенератор из полости *a* в полость *b*. Объем газа при этом не меняется (V=const, процесс *2a-3b* на диаграмме рис. 9.19).

3. Вытеснитель останавливается в верхнем положении, а поршень движется вверх (фаза *B*). Газ в нижней зоне *b* и регенераторе расширяется и охлаждается. При этом работа расширения передается на поршень, который в это время играет ту же роль, что и поршень детандера. Расширение в зоне *b* и нагревателе вследствие подвода тепла Q_0 от охлаждаемого объекта идет по процессу, близкому к изотермическому (линия *3a-4a* на T, s-диаграмме рис. 9.19).

4. Когда расширение закончено (начало фазы *IV*), вытеснитель при неподвижном поршне возвращается в первоначальное нижнее положение, вытесняя холодный газ через нагреватель и регенератор в полость *a* (процесс *4b-1a*), затем цикл повторяется.

Сопоставление этого цикла с описанным ранее (рис. 9.17,*в*) показывает, что, несмотря на различие конструктивных модификаций, их термодинамическая сущность совершенно одинакова. Однако маши-

на с вытеснителем (такая модификация обычно обозначается через β) в отличие от модификации α (с теплым и холодным поршнями) имеет существенные преимущества:

а) поскольку давления с обеих сторон вытеснителя практически одинаковы (они различаются только на значения гидравлического сопротивления регенератора при переталкивании газа), уплотнение вытеснителя в цилиндре может быть очень простым. Таким образом, вместо двух поршневых уплотнений на большую разность внутреннего и внешнего давлений* в модификации α модификация β имеет только одно поршневое уплотнение;

б) для использования работы, снимаемой со второго (холодного) поршня в модификации α, требуется механическая или электрическая передача, что связано с определенными потерями. В модификации β обе работы (и сжатия, и расширения) производятся через один поршень и соответствующие потери отсутствуют.

В процессах расширения и переталкивании газа из полости b в полость a к нагревателю подводится определенное количество тепла — холодопроизводительность Q_0. Холодопроизводительность связана с работой L на поршне и теплом $Q_{0.c}$, отводимым в холодильнике, уравнением

$$Q_0 = Q_{0.c} - L. \qquad (9.20)$$

Значение L равно работе, затраченной на сжатие газа за вычетом той работы, которая возвращается при расширении.

В машине, работающей по обратному циклу Стирлинга, нет собственных потерь, что определяется ее принципиальными особенностями, а есть только технические потери от конечной разности температур при внешнем и внутреннем теплообмене и от трения, которые могут быть при рациональном конструировании и подборе термодинамических параметров существенно снижены [16]. Поэтому такие машины имеют довольно высокий КПД η_e.

Зависимость затраты мощности N, холодопроизводительности Q_0, эксергетической холодопроизводительности Q_e и КПД η_e от температуры T_0 показана на графике рис. 9.21. Видно, что η_e машины, работающей по обратному циклу Стирлинга, как и у всех других газовых установок с регенерацией, имеет максимум, соответствующий наиболее выгодной температурной зоне. В этой области (120—180 К) значение η_e у машин средней производительности ($Q_e \geqslant 500$ Вт) превышает 40%.

Конструктивная схема одного из основных вариантов газовой криогенной машины (ГКМ) Стирлинга показана на рис. 9.22. Эта машина используется как рефрижератор для $T_0 = 80 \div 120$ К. Как видно из рисунка, регенератор *XVII* и холодильник *IV*, состоящий из трубок, омываемых водой, расположены вокруг цилиндра, что создает очень удобную компоновку машины. Привод поршня *X* и вытеснителя *II* осуществляется от вала с тремя колснами: *VII* и *VI*; среднее колено *VI* связано через шатун *VIII* и шток *III* с вытеснителем, два крайних — шатунами *V* с поршнем. Поэтому поршень и вытеснитель совершают не прерывистое движение.



Рис. 9.21. Зависимость затраты мощности N, КПД η_e, холодопроизводительности Q_0 и эксергетической холодопроизводительности Q_e от температуры T_0.

* Среднее давление в таких машинах обычно превышает 1—2 МПа, поскольку при тех же размерах машин холодопроизводительность в первом приближении пропорциональна давлению. Напротив, отношение p_m/p_n обычно невелико (2—3) вследствие совершенной регенерации тепла.

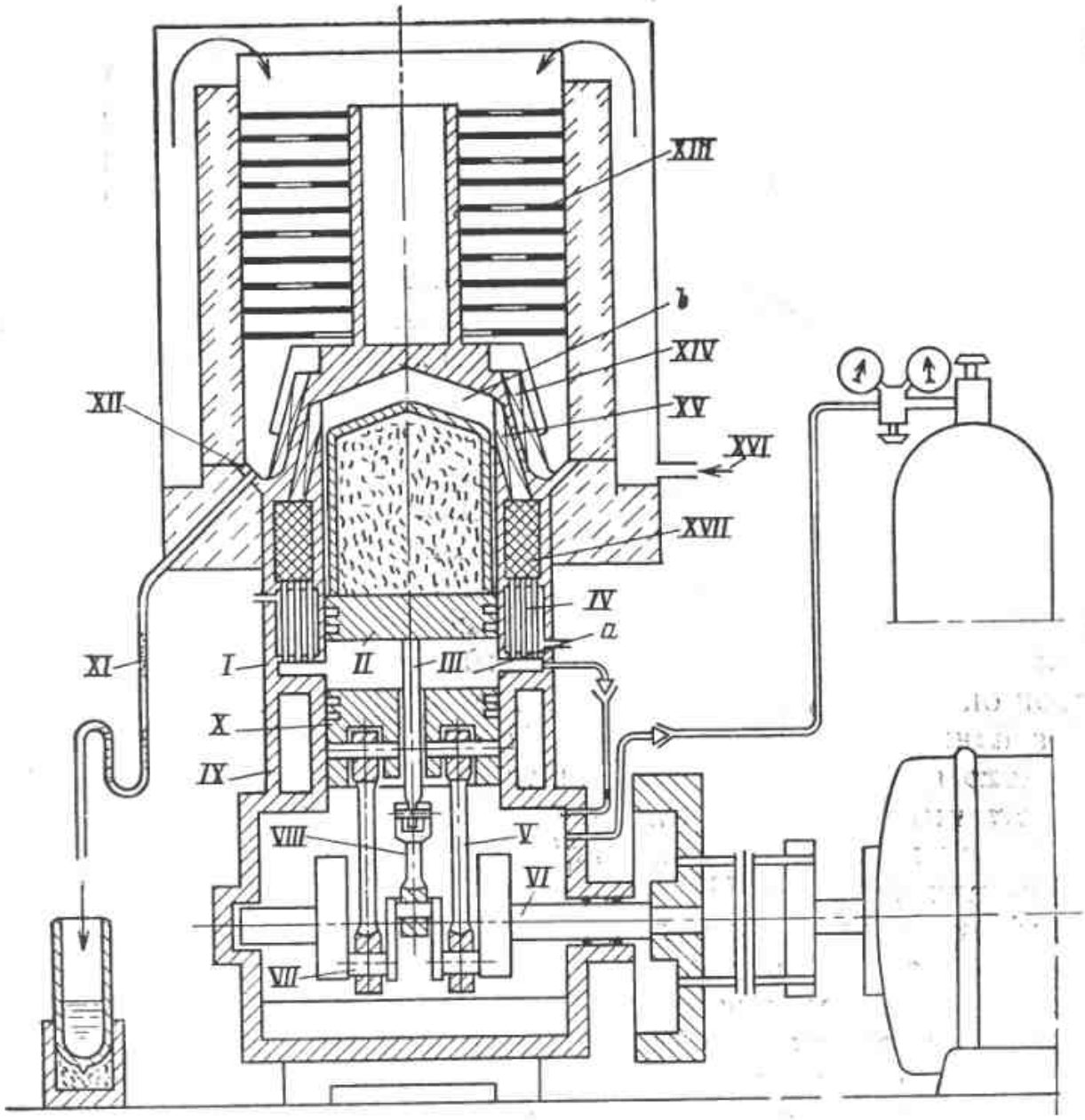


Рис. 9.22. Конструктивная схема одного из вариантов газовой криогенной машины Стирлинга.

I — корпус; *II* — вытеснитель; *III* — шток вытеснителя; *IV* — холодильник; *V* — шатун компрессора; *VI* — вал; *VII* — кривошип; *VIII* — шатун вытеснителя; *IX* — охлаждающая рубашка; *X* — поршень; *XI* — трубка для жидкого воздуха; *XII* — полость для жидкого воздуха; *XIII* — горизонтальные перфорированные пластины; *XIV* — ребристая поверхность крышки; *XV* — нагреватель; *XVI* — подвод воздуха; *XVII* — регенератор.

как в идеальной машине, а гармоническое. Объемы a и b соответствуют объемам тех же обозначений на рис. 9.22. Изменение объемов a и b, происходящее при таком же движении поршней, показано на рис. 9.23. Отрезок от верхней горизонтальной оси до заштрихованной полосы, соответствующей высоте вытеснителя, пропорционален объему холодной полости b в данном положении коленчатого вала. Отрезок между заштрихованными полосами пропорционален объему a; сумма этих отрезков — общему объему, занимаемому рабочим газом. Как видно из графика, при соответствующем сдвиге фаз движений поршня и вытеснителя обеспечивается изменение объемов a и b, создающее сжатие в теплой полости a, переталкивание и расширение в холодной полости b.

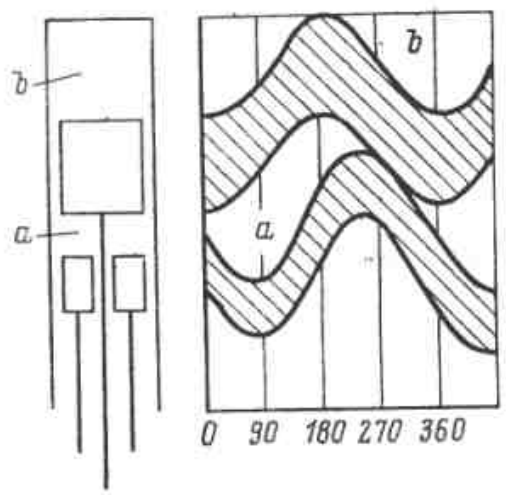


Рис. 9.23. Изменение объемов теплой (a) и холодной (b) полостей ГКМ в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Роль теплообменного аппарата — нагревателя, служащего для отвода тепла от охлаждаемого объекта к рабочему телу, играет медная крышка цилиндра *XIV* (рис. 9.22), в которой прорезаны каналы с развитой поверхностью. По этим каналам газ поступает из регенератора в верхнюю полость *b* при сжатии и в обратном направлении при расширении. С наружной стороны крышки развитая поверхность теплообмена создается вертикальными ребрами *XIV* и горизонтальными перфорированными пластинами *XIII*. Воздух из атмосферы поступает через трубку *XVI* и, проходя между пластинами, охлаждается, причем влага и CO_2 высаживаются на пластинах. Конденсация воздуха происходит на ребрах головки цилиндра, жидкость стекает в полость *XII* и по трубке *XI* сливается в сосуд Дьюара.

Газовые криогенные машины, работающие по обратному циклу Стирлинга, выпускаются на разные холодопроизводительности Q_0 (от долей ватта до десятков киловатт) и температурные уровни T_0 (от 120 до 8—10 К). Получение температур T_0 ниже примерно 50 К в ГКМ и других системах с нестационарными потоками связано с двумя трудностями.

Первая из них, уже упоминавшаяся при описании газожидкостных и газовых криогенных установок класса R_s, возникает вследствие различия теплоемкостей сжатого прямого и расширенного обратного потоков ($\bar{c}_{p,m} > \bar{c}_{p,n}$) при температурах ниже инверсионных и определяется ростом ΔT_{m-n} по мере понижения T. В системах с нестационарными потоками, как правило, неприменимы методы внешнего и внутреннего охлаждения, обычно используемые в установках R_s для уменьшения ΔT_{m-n} к холодному концу регенеративного теплообменника.

В R_n-системах дополнительное охлаждение обеспечивается специальной ступенью, представляющей собой такую же систему, но работающую на уровне промежуточного охлаждения. Принцип действия такой системы показан на рис. 9.24,*а*. Ступень для внешнего охлаждения показана слева от основной. На практике обе системы — вспомогательная и основная — объединяются: соединением двух вытеснителей образуется дифференциальный вытеснитель с сечением в теплой более широкой части (рис. 9.24,*б*), равным их суммарному сечению, а объединение регенераторов дает соответственно двухступенчатый регенератор. Получается единая двухступенчатая машина, в промежуточной полости которой обеспечивается дополнительное, теперь уже внутреннее, охлаждение, необходимое для уменьшения ΔT_{m-n} в холодной части регенератора [16].

Вторая трудность, возникающая только в системах с регенераторами, связана с резким уменьшением теплоемкости насадки при температурах ниже 15—18 К. Из-за этого теплопередающая способность регенератора снижается, и компенсировать ее увеличением массы насадки не удается. Частично задача решается использованием для насадки материалов, у которых объемная теплоемкость при низких температурах остается еще сравнительно большой (например, свинца). Существуют и другие методы увеличения теплоемкости насадки [16].

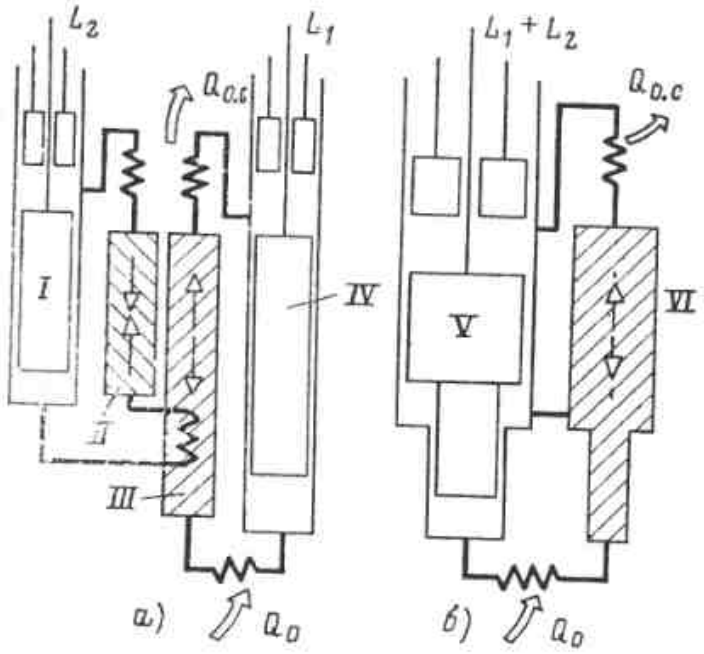


Рис. 9.24. Схемы ГКМ с промежуточным охлаждением в *СПО* (*а*) и с объединенными ступенями — двухступенчатая (*б*).

I — вытеснитель верхней ступени; *II* — регенератор верхней ступени; *III* — регенератор нижней ступени; *IV* — вытеснитель нижней ступени; *V* — дифференциальный вытеснитель; *VI* — объединенный регенератор.

Тем не менее при температурах ниже 10—12 К КПД ГКМ резко снижается и рекордно низкие температуры (около 7—8 К) достигаются при очень малых КПД, близких к нулю.

Подробное описание теории, методов расчета и конструкций одно-, двух- и трехступенчатых ГКМ приводится в специальной литературе [3, 16].

Рефрижераторы Гиффорда — Макмагона

Если пульсация давления, необходимая для работы установки подкласса R_n, создается не поршнем, а системой клапанов, то характер процессов в теплой полости машины несколько меняется. Это отличие связано с так называемым эффектом Джоуля.

Эффект Джоуля принципиально отличается как от эффекта Джоуля — Томсона (дроссель-эффекта), так и от эффекта расширения с отдачей внешней работы (детандирования); он связан с изменением температуры газа в сосуде при впуске и выпуске газа.

Наиболее простой случай реализации эффекта Джоуля относится к процессам впуска и выпуска применительно к сосуду постоянного объема в адиабатных условиях.

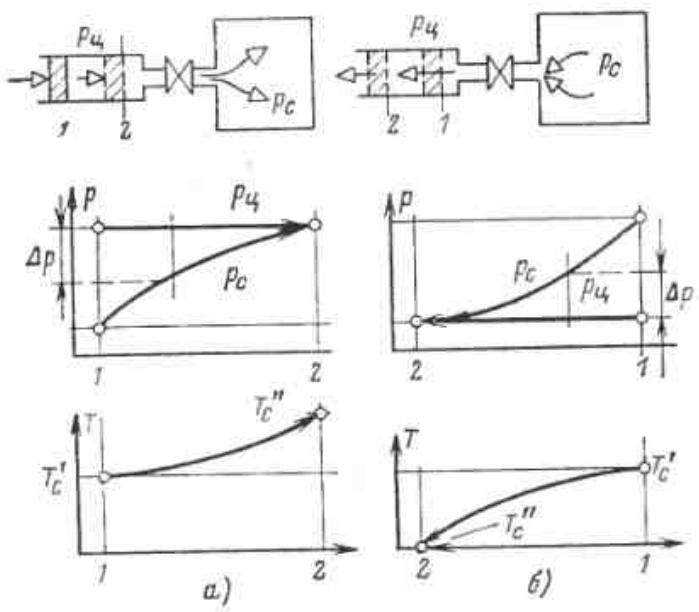


Рис. 9.25. Эффект Джоуля.

а — при заполнении сосуда; *б* — при опорожнении сосуда; *1* — начальное состояние; *2* — конечное состояние.

Рассмотрим две схемы, показанные на рис. 9.25. Теплоизолированный сосуд постоянного объема трубопроводом соединен с цилиндром, в котором посредством поршня поддерживается постоянное давление.

На рис. 9.25,*а* давление в цилиндре $p_ц$ в начале процесса больше, чем в сосуде p_c. Если открыть дроссельный вентиль, газ из цилиндра будет перетекать в сосуд и давление p_c в нем будет расти. Чтобы давление $p_ц$ в цилиндре не снижалось, поршень из положения *1* передвигается вправо. Процесс заканчивается, когда p_c возрастет до $p_ц$ (положение *2*). Изменение давления в процессе *1-2* показано на графике. Сжатие газа в сосуде сопровождается повышением температуры с T'_c до T''_c.

Температура газа в конце процесса *1-2* может быть найдена для идеального газа из условия адиабатного смешения переменного количества газа в сосуде, где непрерывно повышаются давление и температура, с поступающими в сосуд порциями газа с постоянной температурой

$$T''_c = \frac{kT_ц}{\frac{p_c}{p_ц}\left(\frac{T_ч}{T_c}k - 1\right) + 1}, \qquad (9.21)$$

где k — показатель адиабаты газа.

Формула (9.21) дает вполне удовлетворительные результаты для большинства реальных газов в области, достаточно удаленной от линии насыщения.

Эффект Джоуля приводит к довольно значительному повышению температуры. Для воздуха, например, при $p_ц$=1 МПа, p'_c=0,1 МПа, T'_c=293 К=20°С и $T_ц$=300 К=27°С температура T''_c в конце процесса составит:

$$T''_c = \frac{1{,}41 \cdot 300}{\frac{1}{10}\left(\frac{300}{293}1{,}41 - 1\right) + 1} =$$

$$= 404 \text{ К} = 131°\text{С}.$$

Если давление p_c в сосуде больше, чем в цилиндре $p_ц$, то при от-

крывании вентиля газ будет вытекать из сосуда (рис. 9.25,*б*). При этом поршень будет двигаться влево так, чтобы давление $p_ц$ в цилиндре оставалось постоянным, как показано на графике. Процесс закончится тогда, когда давления $p_ц$ и $p_с$ сравняются (положение *2*). Соответственно в результате расширения температура газа в сосуде снизится и оставшийся после расширения в сосуде газ будет иметь температуру $T''_с$.

Связь между температурами $T'_с$ и $T''_с$ устанавливается аналогично предыдущему случаю. Разница состоит в том, что температура газа в цилиндре не постоянна, а в течение процесса *1-2* понижается, так как каждая последующая порция газа поступает из сосуда в цилиндр через дроссель с более низкой температурой, чем предыдущая. Поэтому количественная характеристика процесса расширения отличается от характеристик для сжатия.

Температура газа, оставшегося в сосуде, определяется по формуле для адиабатного процесса

$$T''_с = T'_с (p_ц/p_с)^{(k-1)/k}. \qquad (9.22)$$

Температура газа в цилиндре в конце расширения определяется результатом смешения порций газа с различной температурой, поступающих в процессе *1-2* из сосуда. Первая порция имеет температуру $T'_с$, последняя $T''_с$. Температура $T''_ц$ смеси в цилиндре имеет промежуточное значение $T'_с > T''_ц > T''_с$ и определяется по формуле

$$T''_ц = T'_с - \frac{k-1}{k} T'_с \left(1 - \frac{p_ц}{p_с}\right) > T'_с \left(\frac{p_ц}{p_с}\right)^{(k-1)/k}. \qquad (9.23)$$

Для воздуха при $p_с$=1 МПа, $p_ц$=0,1 МПа и $T'_с$=293 К $T''_с$ составит 150 К (—123°С), а $T''_ц$= =216,5 К (—56,5°С).

Как в первом, так и во втором случае роль цилиндра, в котором

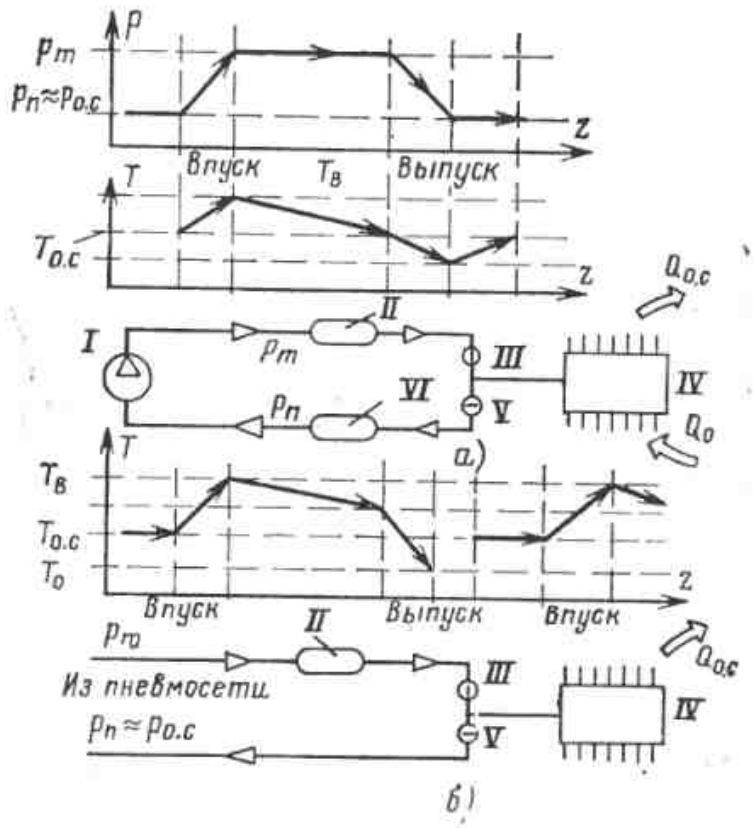


Рис. 9.26. Трансформатор тепла на основе эффекта Джоуля.

а — с циклическим процессом; *б* — с квазициклическим процессом.

посредством поршня поддерживается постоянное давление, могут играть атмосфера или любой сосуд.

Эффект Джоуля всегда связан с потерями от необратимости при дросселировании газа на значение перепада Δp с $p_ц$ до $p_с$ (рис. 9.25,*а*), или с $p_с$ до $p_ц$ (рис. 9.25,*б*). Величина Δp переменна по ходу процессов и меняется от $p_ц - p'_с$ (или $p_с - p'_ц$) в начале до нуля (положение *2*) в конце процесса.

Эффект Джоуля может быть использован для создания очень простого трансформатора тепла (рис. 9.26,*а*). Для этого нужно снять ограничение, наложенное при выводе формул (9.13) и (9.14) — адиабатное проведение процессов, и использовать эффект Джоуля в сочетании с внешним теплообменом. Тогда, проводя компрессором *I*, сжимающим газ с давления p_n до p_m, периодически наполнение и опорожнение сосуда *IV*, можно обеспечить нагревание и охлаждение газа в нем. Для этого служат клапаны *III* и *V*, соединяющие сосуд *IV* с ресиверами *II* и *VI*, предназначенными для стабилизации давлений

p_m и p_n. В фазе A (впуск — клапан III открыт, V закрыт) давление в сосуде возрастает с p_n до p_m; при этом вследствие эффекта Джоуля температура соответственно возрастает до $T_в > T_{о.с}$. Поскольку этот процесс протекает достаточно быстро, его можно практически считать адиабатным.

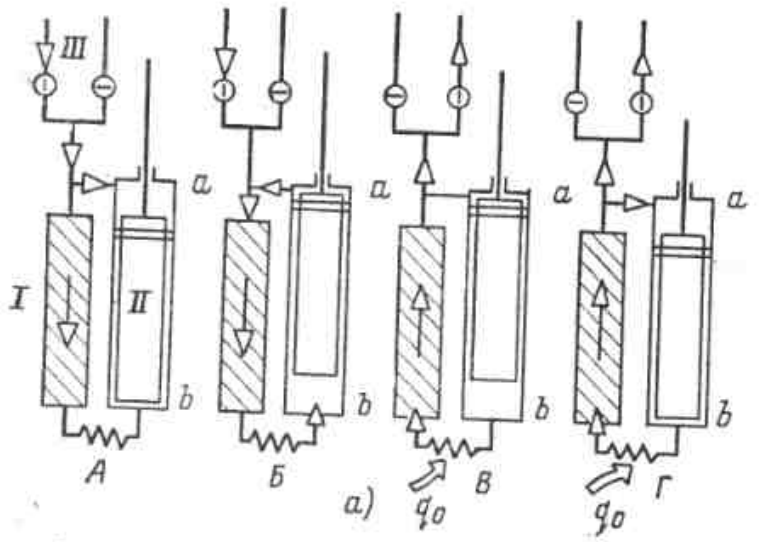
В фазе $Б$ (охлаждение, оба клапана закрыты) тепло $Q_в$ через стенки цилиндра отдается теплоприемнику с температурой $T_в > T_{о.с}$. Затем в фазе B производится выпуск (клапан V открыт, III закрыт), давление падает с p_m до p_n и соответственно снижается температура до $T_0 < T_н$. Этот кратковременный процесс, как и впуск, можно считать адиабатным. В фазе $Г$ (оба клапана закрыты) газ нагревается теплом $Q_н$, отбираемым от теплоотдатчика с температурой $T_н \ll T_в$. После этого цикл повторяется. Очевидно, что таким простым путем можно осуществлять трансформацию тепла между температурами $T_в$ и $T_н$. Если $T_в \gg T_{о.с}$, а $T_н \approx T_{о.с}$, то это будет тепловой насос (H), если, наоборот, $T_в \approx T_{о.с}$, а $T_н \ll T_{о.с}$, то получится холодильная установка (R).

Основной недостаток такого процесса заключается в том, что как нагревание, так и охлаждение производится в одном сосуде (т. е. *СПТ* и *СОО* совмещены); материал рабочего сосуда периодически нужно нагревать и охлаждать, что приводит к потерям даже при небольших разностях температур $T_в - T_н$*. Частично эти потери можно устранить, если сделать процесс разомкнутым, т. е. перейти от цикла к квазициклу. Схема такой установки показана на рис. 9.26,*б*. Фазы A, $Б$ и B здесь такие же, как и в установке с циклом; однако фаза B отличается тем, что холодный газ с температурой $T < T_н$ выводится из системы и подвод к нему тепла $Q_н = Q_0$ от объекта проводится вне сосуда. После этого начинается новый цикл с температуры $T_{о.с}$. В результате температура газа в сосуде IV меняется в относительно узком интервале, показанном штриховыми линиями на графике T, z; соответственно снижаются и потери. Система такого типа успешно используется, например, для охлаждения защитной одежды шахтеров, работающих в глубоких шахтах, где температура окружающего воздуха достигает 50°С. Устройство, включающее рабочий цилиндр и автоматические клапаны массой менее 1 кг, укрепляется на поясе шахтера и соединяется шлангом с пневмосетью (давление p_m); охлажденный воздух (давление $p_n = p_{о.с}$) подается в костюм. Относительно невысокая термодинамическая эффективность здесь компенсируется простотой и надежностью системы.

Чтобы создать эффективную машину с большой разностью температур $T_в - T_н$, необходимо разделить процессы сжатия и отвода тепла и процессы расширения и подвода так, чтобы они велись в разных частях установки (т. е. разделить *СПТ* и *СОО*). При выполнении этого условия становится возможным ввести регенерацию тепла (т. е. *СПО*), которая, как в других установках, позволяет перенести расширение в область более низких температур и увеличить интервал между $T_в$ и $T_н$.

Это достаточно просто достигается введением вытеснителя в сочетании с регенератором, как показано на рис. 9.20. Тогда получится установка, отличающаяся от ГКМ Стирлинга только тем, что необходимая пульсация давления в интервале $p_m - p_n$ создается не поршнем, а клапанами. Такая установка была впервые разработана Гиффордом и Макмагоном [16, 43]; ее схема и процесс в T, s-диаграмме приведены на рис. 9.27.

* Описанная установка по способу подвода и отвода тепла аналогична паровой машине Д. Папина, где цилиндр поочередно то нагревался, то охлаждался.



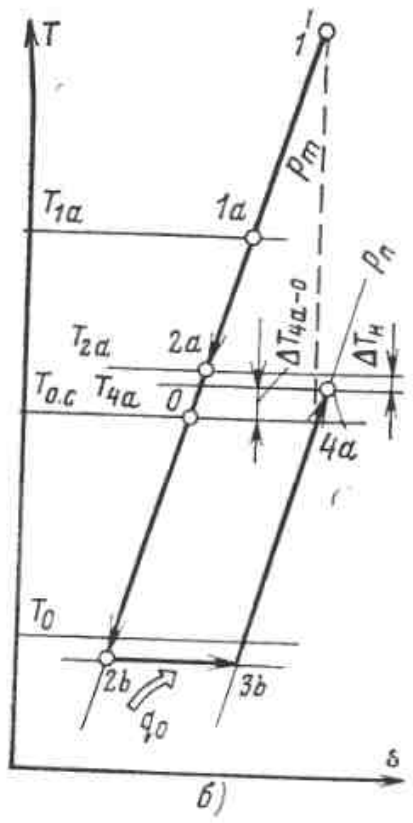


Рис. 9.27. Рефрижератор Гиффорда — Макмагона.

а — схема установки; *б* — процесс на *T*, *s*-диаграмме.

Процессы цикла в машине, как и в ГКМ Стирлинга, проходят в четыре фазы:

А. Вытеснитель находится в нижней мертвой точке. Открывается впускной клапан, и регенератор вместе с полостью *a* заполняется сжатым газом. При этим вследствие эффекта Джоуля газ в полости *a* нагревается. Температура газа в регенераторе меняется незначительно, так как выделяющееся при сжатии тепло передается насадке, теплоемкость которой значительно больше, чем газа.

Б. При открытом впускном клапане газ выталкивается вытеснителем в нижнюю полость *b* через регенератор. Так как в результате предыдущих циклов нижняя часть регенератора охлаждена, то проходящий в нижнюю полость газ охлаждается; уменьшение его объема компенсируется дополнительной порцией сжатого газа, поступающего через впускной клапан. Вытеснитель в конце этого периода находится в верхней точке. Верхняя зона насадки нагревается до высокой температуры, так как через нее проходит горячий газ из полости *a* с небольшой примесью вновь поступающего газа.

В. Закрывается впускной клапан и открывается выпускной; газ, находившийся в нижней полости *b*, расширяется, причем большая его часть выбрасывается наружу во всасывающую линию компрессора через выпускной клапан. Температура выходящего газа выше, чем поступающего, так как в верхней части регенератора он нагревается горячей насадкой.

Г. Давление в системе снизилось до первоначального. Вытеснитель перемещается вниз, переталкивая газ из полости *b* через регенератор в полость *a*. При этом газ нагревается и избыточное его количество выходит через выпускной клапан во всасывающую линию компрессора. После этого цикл повторяется.

В фазах *В* и *Г* к холодному газу, выходящему из нижней полости, может быть подведено от охлаждаемого объекта некоторое количество тепла Q_0 с таким расчетом, чтобы средняя температура холодного газа в полости *b* оставалась неизменной.

Процессы в установке Гиффорда — Макмагона могут быть представлены на диаграмме состояния рабочего тела (например, *T*, *s*-диаграмме). Однако их изображение может быть только условным, как и у других систем R_n, по причинам, указанным в начале этого параграфа. На такой диаграмме, как и на рис. 9.19, у каждой точки наряду с

обозначением, указывающим фазу процесса, необходимо указать и место, где в данный момент существует состояние, указанное на диаграмме. Состояние сжатого газа (давление p_m) перед впускным клапаном обозначено точкой *0*. После заполнения полости *a* сжатый газ в ней, нагретый вследствие эффекта Джоуля, будет иметь параметры, соответствующие точке *1a*. Как следует из формулы (9.21), температура T_{1a} всегда будет ниже, чем в точке *1'*, соответствующей концу изэнтропного сжатия.

В конце процесса переталкивания после смешения горячего газа из полости *a* с дополнительной порцией сжатого газа, поступающего через впускной клапан, над регенератором установится температура газа T_{2a} (точка 2*a*). В то же время порции газа, прошедшего через регенератор в полость *b*, охладятся и их температуре будет соответствовать точка *2b* на диаграмме.

После открытия выпускного клапана сжатый газ, находящийся в полости *b*, расширяется; его температура вследствие подвода тепла Q_0 от объекта меняется незначительно (в пределе так же, как и ГКМ Стирлинга, здесь процесс расширения изотермический). Давление в конце расширения снизится до p_n (точка 3*b*). Нагревание газа в регенераторе при переталкивании из полости *b* в полость *a* изобразится линией *3b-4a*, а конечное состояние при выходе из машины — точкой *4a*. Близкой к температуре T_{4a} будет и средняя температура всего газа, вышедшего через выпускной клапан в процессе выхлопа.

Таким образом, средняя температура T_{4a} выходящего газа больше температуры T_0 входящего газа перед машиной на $\Delta T = T_{4a} - T_0$. Соответственно и энтальпия выходящего газа $i_{вых}$ больше $i_{вх}$.

Если пренебречь относительно малой работой перемещения вытеснителя, то энергетический баланс

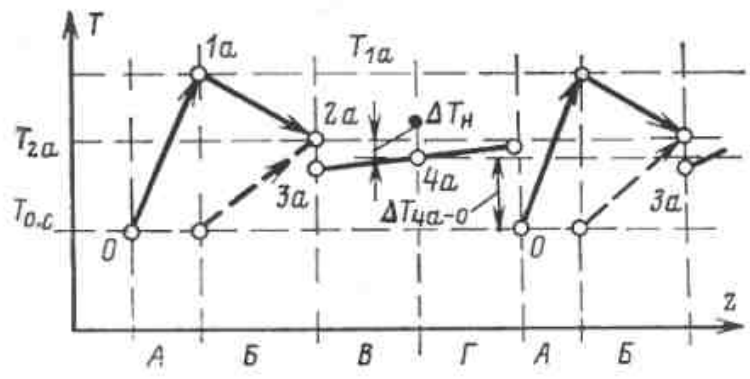


Рис. 9.28. Изменение температур во времени в верхней полости R_s-установки Гиффорда — Макмагона.

части рефрижератора, показанной на рис. 9.26, будет иметь вид:

$$Q_0 = Q(i_{вых} - i_{вх}) = Q\Delta i_{раб}. \qquad (9.24)$$

Величина $i_{вых}$ определяется из условий смешения в полости *a* газа, нагретого в результате эффекта Джоуля и вновь поступившего через впускной клапан. Изменение температур в полости *a* во времени показано на рис. 9.28; обозначения здесь те же, что и на диаграмме рис. 9.28,*б* (пунктирной линией показано изменение температуры порции газа, поступающего в полость *a* во время переталкивания). Величина $\Delta T_н = T_{2a} - T_{4a}$ отражает недорекуперацию в регенераторе, в результате которой газ выходит из него более холодным, чем поступает. Чем меньше потеря, связанная с $\Delta T_н$, тем больше $\Delta i_{раб}$ и, следовательно, Q_0. Более подробно методика расчета рефрижераторов Гиффорда — Макмагона изложена в [3, 16].

Холодильный коэффициент ε и КПД η_e установки Гиффорда — Макмагона определяются по формулам:

$$\varepsilon = Q_0/N_к; \quad \eta_e = Q_0\tau_e/N_к = \varepsilon\tau_e, \qquad (9.25)$$

где $N_к$ — мощность компрессора.

Значение η_e обычно составляет несколько процентов и тем выше, чем выше T_0 и больше Q_0.

В одной ступени достигается T_0 до 40—50 К.

Соединяя установки с вытеснителями в три последовательные

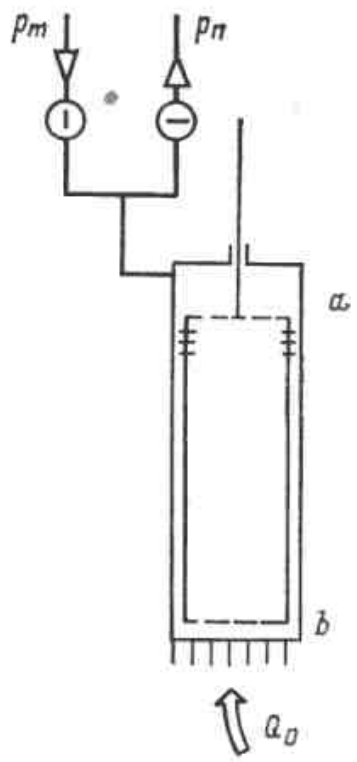


Рис. 9.29. Установка Гиффорда — Макмагона с регенератором, помещенным в вытеснителе.

ступени, как и ГКМ Стирлинга [4], можно получить температуру до 10 К.

Один из конструктивных вариантов машин с вытеснителем основан на том, что регенератор помещен внутрь поршня-вытеснителя. Нетрудно видеть, что принцип действия машины остается тем же, но конструкция ее значительно компактней. Схема такой машины приведена на рис. 9.29.

Все машины Гиффорда-Макмагона имеют то преимущество, что компрессор может быть расположен отдельно от машины и должен быть соединен с ней только двумя трубками для газа. Можно также использовать один компрессор для питания нескольких установок, что в ряде случаев может оказаться существенным преимуществом. Цилиндр машины с вытеснителем может быть в случае необходимости помещен и внутрь охлаждаемого объекта.

Однако, как уже указывалось, применение установок типа машин Гиффорда — Макмагона связано с неизбежными собственными потерями эксергии в клапанах при дросселирования газа. Это приводит к сравнительно низким значениям КПД и, следовательно, к повышенному расходу мощности на сжатие газа.

Для предотвращения потерь компрессор должен был бы сжимать газ не до постоянного высокого давления p_m, а до меньшего, переменного давления. Точно так же при выпуске газа снижение давления до p_n должно было бы проводиться обратимо с отдачей внешней работы. В этом случае установка Гиффорда — Макмагона превратится в ГКМ Стирлинга, где собственные потери отсутствуют. Выбор того или иного типа установки определяется в каждом конкретном случае технико-экономическим анализом.

Рефрижераторы Вюлемье — Такониса

Наряду с двумя описанными выше механическими способами создания пульсации давления существует и третий, основанный на использовании теплового потока с $T \gg T_{o.c}$. Применяя такой метод, можно создать теплоиспользующую установку R_n, аналогичную по энергетическому балансу абсорбционным установкам, описанным в

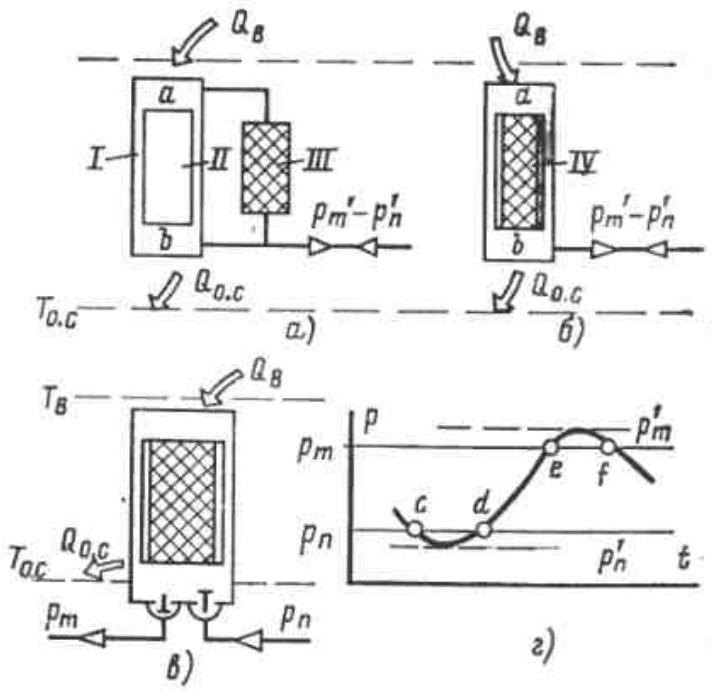


Рис. 9.30. Схема термокомпрессора.

а — вариант с внешним регенератором для получения пульсирующего давления; *б* — то же с внутренним регенератором; *в* — вариант с внутренним регенератором и подачей газа в трубопровод; *г* — диаграмма изменения давления; *I* — сосуд; *II* — вытеснитель; *III*, *IV* — регенераторы.

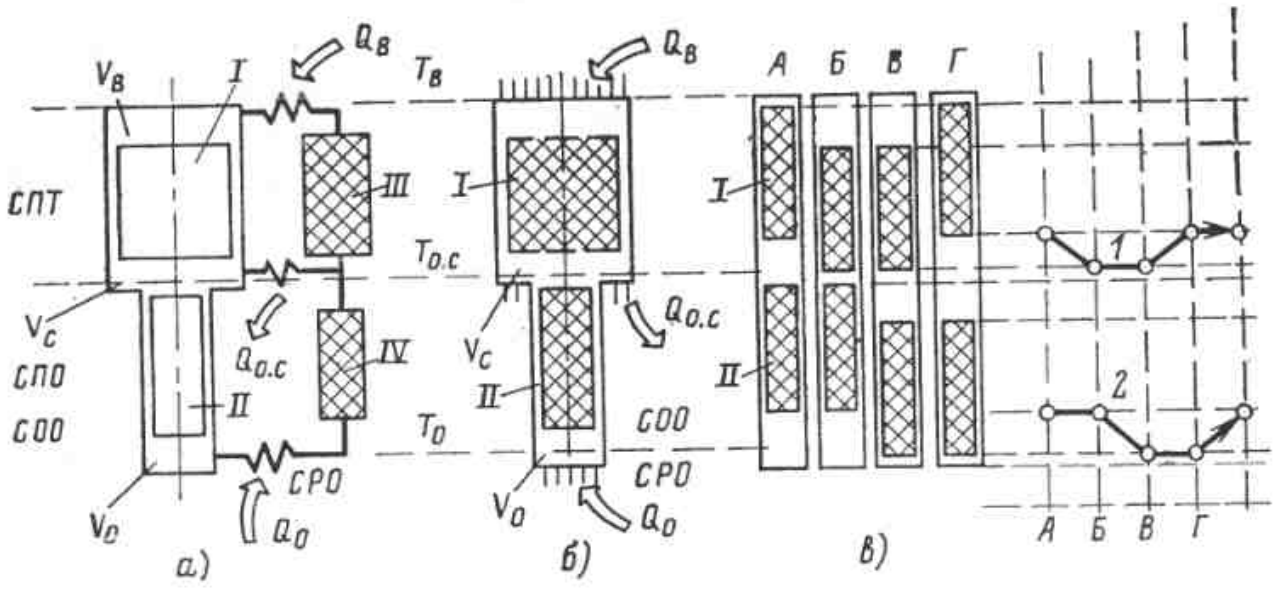


Рис. 9.31. Схема $R_п$-установки Вюлемье — Такониса.

а — вариант с внешними регенераторами; *I*, *II* — вытеснители; *III*, *IV* — регенераторы; *б* — вариант с регенераторами в вытеснителях: *I*, *II* — регенераторы; *в* — схема расположения вытеснителей в четырех фазах цикла; *1*, *2* — положения вытеснителей *I* и *II* с регенераторами.

тл. 5. Для создания пульсации давления тепловым путем, необходимой для работы установки, используется устройство, принцип действия которого поясняется схемой на рис. 9.30. Оно представляет собой цилиндрический сосуд *I*, в котором расположен вытеснитель *II* аналогичный тому, который используется в машинах Стирлинга или Гиффорда — Магмагона (рис. 9.30,*а*). Верхняя — горячая область *a* и нижняя — холодная *b* связаны через генератор *III*. При перемещении вытеснителя вверх газ через регенератор переталкивается из горячей полости *a* с температурой $T_г$ в холодную *b* с температурой $T_{о.с}$; при этом, естественно, его удельный объем уменьшается. Так как общий объем системы не меняется, то давление в ней падает; напротив, при переталкивании газа из холодной полости в горячую, его давление по тем же причинам возрастает. В идеальном случае (если пренебречь объемом газа, находящегося в регенераторе, перетечками между полостями и другими вредными объемами) отношение давлений p_m/p_n будет равно отношению температур $T_г/T_{о.с}$. Практически $p_m/p_n < T_г/T_{о.с}$ и составляет 0,6—0,8 максимального.

Описанное устройство может быть изменено так, как показано на рис. 9.30,*б*, где генератор *IV* помещен внутри вытеснителя, принцип работы от этого не меняется.

На рис. 9.30,*в* показан компрессор, основанный на описанном принципе — термокомпрессор. Он отличается от устройств, показанных на рис. 9.30,*а* и *б*, только тем, что в его нижней части установлены впускной и выпускной клапаны. Когда давление поднимается до p_m (движение вытеснителя вниз), открывается выпускной клапан и часть газа выталкивается из цилиндра. Когда давление снижается до p_n (движение вытеснителя вверх), давление падает, открывается впускной клапан и в цилиндр поступает новая порция газа. Таким путем происходит перекачивание газа термокомпрессором с повышением его давления с p_n до p_m.

Если описанное термическое устройство (в модификациях *а* или *б*) соединить с холодной частью рефрижератора Стирлинга, получится рефрижератор Вюлемье — Такониса. Принцип действия его *СОО* и *СПО* тот же, что и у машины Стирлинга, только вместо механической *СПТ* используется тепловая. На рис. 9.31,*а* и *б* показаны две модификации такой системы — с отдельным регенератором и регенераторами, помещенными внутри вытеснителей. На схеме рис. 9.31,*в* даны положения обоих вытеснителей в различных фазах цикла.

Глава десятая

Трансформаторы тепла, основанные на использовании электрических и магнитных полей

10.1. ОСОБЕННОСТИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ И МАГНИТНЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Действие всех описанных в гл. 2 и 5—9 трансформаторов тепла основано на использовании термомеханических систем. Это означает что в них обязательно должно происходить какое-либо механическое движение, приводящее к изменению обобщенной силы — давления p.

В электрических и магнитных трансформаторах тепла используются термодинамические системы, в которых обобщенной силой служит напряженность либо электрического E, либо магнитного H поля. (В некоторых случаях используется одновременное действие электрического и магнитного полей).

Это позволяет полностью отказаться от механического движения как конструктивных элементов, так и рабочего тела. Подводимая к системе электрическая энергия непосредственно (или через магнитную) создает тепловой поток от нижнего температурного уровня (теплоотдатчика) к верхнему (теплоприемнику). Поэтому такие трансформаторы тепла не нуждаются в постоянном обслуживании, имеют высокую надежность и практически неограниченный ресурс работы.

Вместе с тем существует и ряд ограничений и трудностей, которые сужают сферу применения электрических и магнитных трансформаторов тепла. В зависимости от вида трансформатора тепла эти ограничения могут быть различными. Некоторые из них носят принципиальный характер; другие связаны с временными факторами (высокая стоимость материалов, отсутствие или недостаточность данных о свойствах соответствующих материалов, отсутствие необходимых инженерных решений и опыта).

По характеру термодинамических процессов, определяющих их действие, электрические и магнитные трансформаторы тепла могут быть разделены на две группы.

1. Системы, действие которых основано на процессах переноса энергии в рабочем теле с неизменными во времени параметрами под действием электрического поля (или электрического и магнитного полей одновременно).

К ним относятся термоэлектрические и термомагнитные (точнее, термомагнитоэлектрические) системы. Они были разработаны в 50—60-х годах с развитием теории полупроводников и внедрением их в технику [20, 28].

Термоэлектрический метод (ТЭ) основан на использовании эффекта Пельтье. Сущность его состоит в том, что при пропускании постоянного тока через цепь, составленную из двух разнородных металлов или полупроводников, на одном из спаев тепло выделяется, а на другом поглощается.

Термомагнитный метод (ТМЭ) основан на применении эффекта Эттингсхаузена. Он проявляется в том, что при пропускании постоянного тока через полупроводник, помещенный в магнитное поле, в материале полупроводника возникает градиент температур, перпендикулярный направлениям магнитного и

электрического полей. В результате, как и при эффекте Пельтье, обеспечивается перенос тепла от низкого температурного уровня к более высокому.

Для ТЭ- и ТМЭ-методов характерно неизбежное наложение на полезный перенос энергии по направлению от холодного сечения к теплому «паразитного» теплового потока, идущего в противоположном направлении вследствие теплопроводности материала. Этот вредный тепловой поток существует всегда, поскольку коэффициент теплопроводности любого материала отличен от нуля. Кроме того, неизбежно существует так называемый эффект Томсона*, также приводящий к переносу энергии от теплого к холодному сечению. Поэтому процессы в ТЭ- и ТМЭ-системе всегда существенно необратимы** и КПД η_e таких систем, ограниченный собственными потерями D_c, зависящими от свойств материала, относительно невелик.

2. Системы, действие которых основано на поляризации и деполяризации диэлектриков под действием электрического поля или на намагничивании и размагничивании магнетиков в магнитном поле; следовательно, их работа связана с циклическим изменением параметров рабочего тела. Поляризация (и соответственно намагничивание) в адиабатных условиях сопровождается, как правило, повышением температуры аналогично тому, как повышается температура газа при адиабатном повышении давления. Напротив, деполяризация (и соответственно размагничивание) в адиабатных условиях вызывает понижение температуры — внутреннее охлаждение, соответствующее в термомеханической системе результату расширения газа в детандере.

Эти явления дают возможность провести в магнито- или электрокалорической системе обратные циклы изменения состояния, аналогичные циклам в термомеханической системе. В результате получаются трансформаторы тепла — магнитокалорические (МК) и электрокалорические (ЭК), работа над которыми в широком масштабе только начинается (хотя идею применения магнитокалорического термотрансформатора для ультранизких температур в 1926 г. предложили независимо один от другого Джиок и Дебай). МК- и ЭК-системы в принципе не имеют собственных потерь; их КПД η_e определяется только техническими потерями.

10.2. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ И ТЕРМОМАГНИТНЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА

Собственные полупроводники

Как известно, вокруг ядра атома любого вещества расположена система электронных оболочек с соответствующими энергетическими уровнями, на которых может разместиться строго определенное число электронов. Совокупность этих уровней образует энергетический спектр электрона в атоме, состоящий из серий линий, разделенных запретными промежутками, в которых электрон находиться не может.

В твердом теле атомы расположены настолько близко, что их внешние электронные оболочки не только соприкасаются, но могут и проникать одна в другую. Электрон, находящийся на внешних валентных оболочках, может без затраты энергии переходить на соответствующий уровень соседнего атома. Электрон может перемещаться в теле, так как образуются коллективные орбиты, а одинаковые энергетические уровни объединяются в общий уровень для всего тела.

При этом строго определенное значение энергии, соответствующее данному уровню в изолированном атоме, заменяется целым интервалом энергий — энергетический уровень расщепляется в зону, заключающую столько уровней, сколько атомов имеется в теле. Принципиальная схема такого расщепления показана на рис. 10.1; при уменьшении расстояния d между ато-

---

* О природе эффекта Томсона сказано ниже (см. § 10.2).

** Общие термодинамические закономерности, характерные для таких систем, изучаются термодинамикой необратимых процессов.

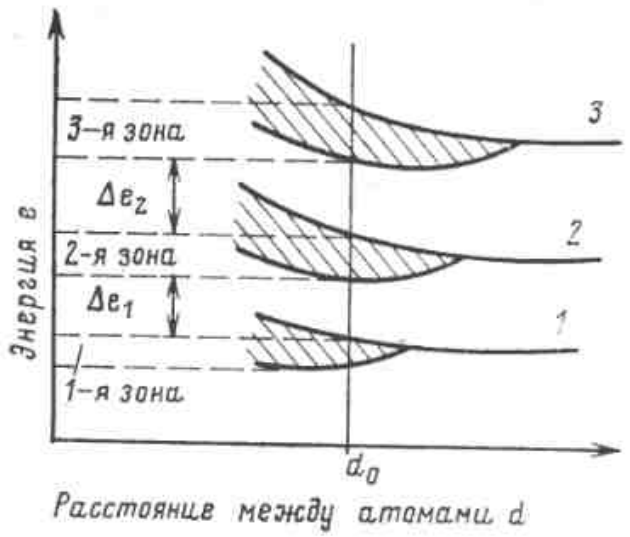


Рис. 10.1. Образование энергетических зон в твердом теле из атомных энергетических уровней *1*, *2*, *3*.

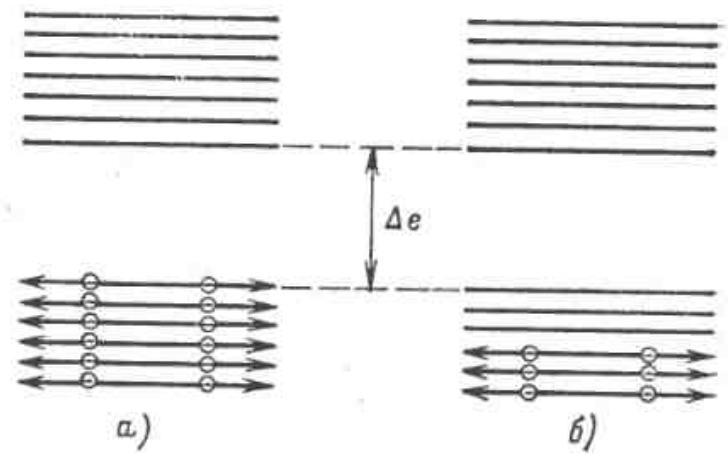


Рис. 10.2. Размещение электронов на внешних зонах атомов твердого тела (стрелками условно показано направление спина электронов).

мами уровни, показанные горизонтальными линиями, переходят в зоны, выделенные штриховкой. Значения энергий, допустимые в каждой разрешенной зоне, показаны для расстояния d_0 отрезками на оси энергии.

Так как число атомов в микроскопическом образце вещества очень велико, то число уровней в каждой разрешенной зоне таково, что практически ее можно считать сплошной. Промежутки между зонами Δe имеют ширину такого же порядка, что и зоны. При переходе от единичных атомов к твердому телу общее число электронов, которые могут разместиться в данной зоне, остается для этого же количества атомов таким же, как и для соответствующих уровней изолированных атомов *. Например, если для изолированного атома число электронов, которые могут разместиться на данной оболочке, было g, а число атомов в твердом теле N, то каждая зона будет состоять из $gN/2$ уровней. На каждом уровне в соответствии с принципом Паули (в данной системе не может быть двух электронов, находящихся в одинаковом состоянии), могут находиться только два электрона, вращающихся в противоположных направлениях (энергия которых одинакова, поскольку энергетический уровень один, но спины противоположны). Следовательно, число электронов, которые могут разместиться в данной зоне, равно Ng.

Рассмотрим электронные процессы, которые могут происходить в двух верхних разрешенных зонах: в зоне валентных электронов и следующей, свободной от электронов, разделенных запретными промежутками энергий Δe.

При абсолютном нуле температуры тело должно иметь минимальную энергию и валентные электроны будут заполнять подряд все уровни валентной зоны, начиная с самого нижнего. При этом в зависимости от числа валентных электронов в веществе могут быть два случая:

электроны целиком заполняют валентную зону (рис. 10.2,*а*);

электроны частично заполняют валентную зону (рис. 10.2,*б*).

В первом случае тело будет изолятором, так как наложение внешнего электрического поля не может сообщить электрону направленную скорость, поскольку для этого электрон должен получить и добавочную энергию, т. е. перейти на другой, более высокий энергетический уровень. Электроны, находящиеся внутри зоны, не могут этого сделать, так как каждый из вышележащих уровней уже занят двумя электронами. Электроны, находящиеся на верхнем уровне зоны, тоже не могут увеличить энергию, так как выше лежит запретная зона.

Во втором случае описанные ограничения по отношению к электронам, находящимся в нижней зоне, отсутствуют, так как выше имеется большое число свободных энергетических уровней. Поэтому электроны могут свободно ускоряться полем и образовывать электрический ток. Тело в этом случае будет проводником типа металла.

Таким образом, при $T=0$ К могут существовать только два вида вещества — непроводники (изоляторы) и проводники.

При повышении температуры вещества начинаются тепловые колебания атомов в решетке, тем большие, чем выше температура. Эти колебания препятствуют движению электронов. Поэтому в проводниках типа металла электропроводность с повышением температуры снижается.

При тепловых колебаниях атом взаимодействует с электронами и может передать им часть своей энергии. При этом электрон «забрасывается» на более высокий уровень (если этот уровень свободен). В результате такого теплового возбуж-

* Так как общий заряд электронов должен быть равен положительному заряду ядер.

дения устанавливается некоторое статическое равновесие электронов по энергетическим уровням.

Если запретная зона у данного вещества мала, то при определенном повышении температуры в нем происходят «забросы» электронов через запретную зону из заполненной в вышележащую свободную зону.

При появлении электронов в свободной зоне вещество становится проводником, и его проводимость в отличие от проводимости металлов не уменьшается, а увеличивается с ростом температуры. Это объясняется тем, что число тепловых забросов электронов растет в экспоненциальной зависимости от температуры. Следовательно, при температурах, отличных от 0 К, существует по электропроводности третий тип вещества — полупроводники.

Для полупроводников характерно еще одно свойство, отсутствующее у металлических проводников. В нижней заполненной зоне вещества после перехода части электронов в верхнюю зону остается некоторое число свободных мест или, как их называют, дырок в массе электронов.

Наличие дырок в заполненной зоне делает возможным при действии электрического поля движение электронов и в ней, так как, ускоряясь, электроны из более нижних уровней могут попадать в эти дырки. При этом дырки будут перемещаться в более низкие уровни и вести себя как частицы с положительным зарядом. Поэтому можно считать, что носителями тока в полупроводниках в отличие от проводников служат как электроны, так и дырки (в зоне проводимости — электроны, а в заполненной зоне — дырки).

Рассмотренные полупроводники, в которых заброс электронов через запретную зону связан только с тепловым возбуждением собственных атомов тела, называются собственными полупроводниками.

Примесные полупроводники

Чаще всего в широком интервале температур концентрация носителей тока в полупроводниках определяется примесями: такие полупроводники называются примесными.

При попадании чужеродных атомов в кристаллическую решетку часть их валентных энергетических уровней попадает в запретный промежуток между заполненной и свободной зонами (рис. 10.3, энергетические уровни примесного атома в запретном промежутке условно обозначены штриховыми линиями). В зависимости от расположения этих уровней в запретном промежутке влияние примесей различно.

Если валентные уровни примесных атомов расположены близко к нижнему краю свободной зоны (рис. 10.3,*а*), то энергия

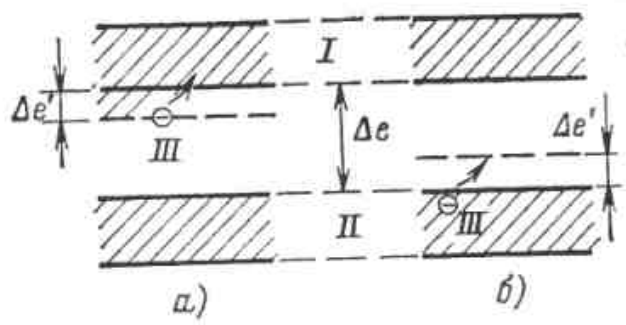


Рис. 10.3. Энергетические спектры примесных полупроводников.

а — электронный; *б* — дырочный; *I* — свободная зона; *II* — заполненная зона; *III* — электрон.

теплового возбуждения электронов примесного уровня, необходимая для их заброса в свободную зону, будет мала, так как $\Delta e' \geqslant \Delta e$. Поэтому электроны появляются в свободной зоне при значительно более низких температурах, чем у чистого полупроводника.

Атомы примеси, отдающие электроны в свободную зону, называются донорами (например, мышьяк в кремнии), а полупроводник называется электронным (*n*-типа).

Если значение $\Delta e'$ очень мало, то концентрация электронов, заброшенных с примесных уровней в свободную зону, остается постоянной в широком интервале температур (примеси полностью «ионизированы»).

В этих условиях полупроводник ведет себя, как металл: его электропроводность вследствие тепловых колебаний решетки уменьшается с ростом температуры. Так будет продолжаться до тех пор, пока температура не достигнет уровня, при котором концентрация электронов, заброшенных из валентной зоны, не станет больше концентрации примесных электронов. При дальнейшем повышении температуры полупроводник становится собственным.

Примесный полупроводник, у которого электропроводность при росте T сначала уменьшается, а потом растет, называется полуметаллом. Содержание примесей в полуметаллах составляет от 0,05 до 0,5%.

В других случаях валентные уровни примесных атомов расположены так, что нижний из них находится близко к верхнему краю валентной зоны (рис. 10.3,*б*). В этом случае часть электронов из этой зоны забрасывается на свободные уровни примесных атомов, а в зоне появляются дырки и возможность дырочной проводимости.

Энергетические уровни, на которые забрасываются электроны из валентной зоны, называются акцепторными, а атомы примеси — акцепторами (например, бор в кремнии); полупроводники с акцепторными примесями называются дырочными (*p*-типа). При соответствующем содержании примесей дырочный полупроводник,

как и электронный, превращается в полуметалл.

Если значения дырочной и электронной проводимости вещества сопоставимы, оно называется смешанным полупроводником.

Влияние температуры на энергию валентных электронов. Вырождение

Число электронов в зоне проводимости полупроводников мало по сравнению с числом энергетических уровней в ней. Поэтому при низких температурах электроны располагаются на самых нижних уровнях, остальные остаются свободными.

Двигаясь в зоне проводимости полупроводника, электроны испытывают соударения с атомами, совершающими тепловые колебания. При этом происходит обмен кинетической энергией. Средняя энергия электронов, связанная с тепловым движением, растет в полупроводниках, как и у атомов, пропорционально абсолютной температуре T, и электроны забрасываются соответственно на более высокие энергетические уровни.

У металлов число свободных электронов в валентной зоне ($1 \cdot 10^{22}$ на 1 см^3) значительно больше, чем у полупроводников в зоне проводимости ($1 \cdot 10^6$—$1 \cdot 10^{19}$ на 1 см^3 в зависимости от состава и температуры). Следовательно, значительная часть валентной зоны у металлов «упакована» электронами (например, у щелочных металлов электронами занята половина валентной зоны). Средняя энергия электронов металла даже при $T=0$ К больше, чем энергия теплового движения электронов в полупроводнике при комнатной температуре. Поэтому энергия свободных электронов в металлах в отличие от полупроводников не может заметно вырасти при соударениях с атомами в пределах температур, измеряемых сотнями кельвинов.

Состояние носителей тока — электронов и дырок, когда их энергия мало зависит от температуры, называется вырожденным. Оно характерно для металлов и полупроводников с большими концентрациями примесей. В полупроводниках с малыми концентрациями примесей энергия носителей растет пропорционально температуре. Их состояние называется невырожденным.

10.3. ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ И ТЕРМОМАГНИТОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА

Термоэлектрические трансформаторы тепла

Рассмотрим электрическую цепь, составленную из двух различных электропроводных материалов A и B (рис. 10.4). Выше было показано,

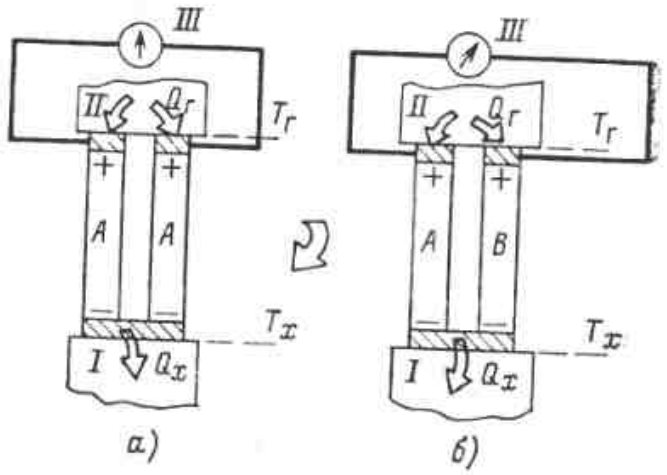


Рис. 10.4. Схема, иллюстрирующая эффект Зеебека.

***а* — одинаковые проводящие стержни; *б* — разные проводящие стержни; *I* — теплоприемник с температурой T_x; *II* — теплоотдатчик с температурой $T_г$; *III* — электроизмерительный прибор.**

что энергия валентных электронов, определенная для каждого проводящего твердого тела, меняется в зависимости от температуры. Если в данном материале существует градиент температур $\Delta T = T_г - T_x$, то электроны на его горячем конце приобретают более высокую энергию, чем на холодном. В результате возникает поток электронов от горячего конца с температурой $T_г > T_x$ к холодному с температурой T_x, продолжающийся до тех пор, пока возникшая таким образом разность потенциалов не уравновесит движущую силу, связанную с разностью температур ΔT. В результате этого установится равновесие, при котором на холодном конце накопится некоторый отрицательный заряд, а на теплом — положительный, соответствующие некоторой ЭДС.

Если составить, как показано на рис. 10.4,*а*, цепь из двух проводящих стержней, сделанных из одного и того же материала A, то в цепи не возникает ток, так как термо-ЭДС обоих стержней A равны и противоположны по направлению. Если же второй стержень изготовлен из другого материала B (рис. 10.4,*б*), то в цепи возникнет электрический ток благодаря тому, что термо-ЭДС обоих стержней различны. Это явление, на котором основана работа измерительных

термопар, открыто Зеебеком в 1821 г.

Электродвижущая сила E, B, термопары определяется по формуле

$$E=(\alpha_A-\alpha_B)(T_г-T_х), \qquad (10.1)$$

где α_A и α_B — коэффициенты термо-ЭДС материалов A и B, В/К.

У веществ с вырожденными электронами (металлов) энергия носителей тока, как было показано выше, мало зависит от температуры, поэтому значения α у них невелики.

Разница в значениях α_A и α_B также невелика, так как она определяется в местах спая тем, что энергия электронов, связанная с тепловым движением, у разных металлов при данной температуре T может только немного различаться. У полупроводников, напротив, ЭДС, получаемая за счет эффекта Зеебека, может быть очень значительной; на этом основана работа термоэлементов, генерирующих электроэнергию за счет тепла.

В дырочных полупроводниках (p-типа) возникновение термо-ЭДС аналогично описанному, но разница состоит в том, что на холодном конце скапливаются положительно заряженные дырки, а на горячем — соответствующий отрицательный заряд. На рис. 10.4,*б* в этом случае в стержне B знаки электрических зарядов изменяются на обратные и ЭДС термопары в соответствии с формулой (10.1) возрастает, так как абсолютные величины α_A и α_B будут не вычитаться, а складываться. Поэтому в термоэлементах всегда применяются пары, составленные из разных — дырочных и электронных полупроводников (p- и n-типа). Вещества со смешанной проводимостью в термоэлементах не используются, так как в них на холодном конце стержней одновременно концентрируются и электроны, и дырки, заряды которых компенсируют один другой. В результате термо-ЭДС или не возникает совсем (когда концентрации и подвижности обоих видов носителей тока равны), или очень мала.

В 1834 г. французский часовщик Пельтье открыл эффект, противоположный явлению Зеебека: при пропускании тока через цепь, состоящую из различных проводящих материалов, в местах контакта возникает разность температур — один спай нагревается, другой охлаждается. Если холодный спай использовать для отвода тепла от какого-либо объекта при низкой температуре, а теплый для отдачи тепла при более высокой температуре, то получится трансформатор тепла, работающий непосредственно за счет электрического тока. Однако эффект Пельтье (как и эффект Зеебека) в металлах очень невелик. Выделение или поглощение тепла на контакте двух металлов связано только с тем, что энергия теплового движения электронов несколько различается у разных металлов. Поэтому энергия электронов, образующих ток при переходе из одного металла в другой, должна либо несколько возрасти (что приводит к поглощению тепла), либо уменьшиться (что дает выделение тепла). По этой причине до появления полупроводников эффект Пельтье не находил практического применения, несмотря на то что идея его использования для охлаждения была известна и экспериментально проверена*.

В полупроводниках эффект Пельтье во много раз сильнее и проявляется в наибольшей степени в парах из разнородных проводников p- и n-типа. Если ток в цепи направлен так, что электроны и дырки движутся к месту спая стержней (рис. 10.5,*а*), то электрон, перейдя из материала A в материал B, попадает на свободное место — в дырку. При этом исчезают и электрон

* Академик Ленц еще в 1838 г. в Петербурге заморозил воду, используя термопару из висмута и сурьмы.

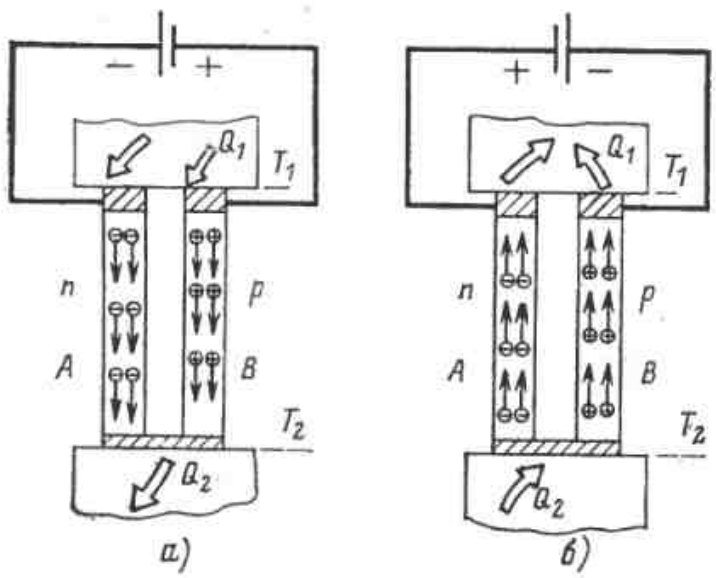


Рис. 10.5. Эффект Пельтье в парах полупроводников при перемене направления тока. *а* — $T_2 > T_1$; *б* — $T_2 < T_1$.

и дырка. В тепло переходят три вида энергии:

1) затраченная в полупроводнике *n*-типа на заброс электрона с донорного уровня в зону проводимости;

2) затраченная в полупроводнике *p*-типа на заброс электрона на акцепторный уровень из валентной зоны;

3) энергия теплового движения электрона и дырки.

Если направление тока противоположно (рис. 10.5,*б*), процесс идет в обратном направлении — в месте спая при температуре T_2 поглощается тепло Q_2, необходимое для образования пары электрон — дырка.

Тепловой поток Q, Вт, поглощаемый или выделяемый в данном спае, определяется уравнением

$$Q = \pi I, \qquad (10.2)$$

где π — коэффициент Пельтье, В;
I — сила тока, А.

Коэффициенты Пельтье и термо-ЭДС связаны соотношением

$$\pi = (\alpha_A - \alpha_B) T, \qquad (10.3)$$

где T — температура спая.

В термоэлементах, служащих как для генерации тока, так и для трансформации тепла, наблюдается еще один эффект, предсказанный исходя из термодинамических соображений Томсоном и обнаруженный Леру в 1867 г. Это эффект Томсона, заключающийся в том, что при протекании тока по материалу, в котором существует разность температур ($T_г - T_х$), выделяется или поглощается в единицу времени в зависимости от направления тока некоторое количество тепла

$$Q_т = \tau (T_г - T_х) I, \qquad (10.4)$$

где τ — коэффициент Томсона, связанный с термо-ЭДС α данного вещества соотношением

$$\tau = T d\alpha / dT. \qquad (10.5)$$

Эффект Томсона не имеет отношения к неизбежным выделениям джоулева тепла при протекании тока через вещество, сопротивление которого отлично от нуля. Он возникает в результате перехода электронов при течении тока по материалу, температура которого по длине неодинакова. Если электрон переходит в зону с более высокой температурой, то он пополняет свою энергию за счет окружающих атомов и происходит поглощение тепла. Таким образом, эффект Томсона, «сглаживая» градиент температур, уменьшает термоэлектрический эффект.

При анализе работы термоэлементов необходимо, как уже указывалось, учитывать перенос энергии от теплых спаев к холодным вследствие теплопроводности материала.

Для определения характеристик термоэлемента примем в первом приближении, что коэффициент термо-ЭДС α не зависит от температуры и, следовательно, коэффициент Томсона $\tau = 0$. Тогда в стационарных условиях тепловой поток Q, подводимый по ветвям термоэлемента извне к холодному спаю, будет состоять из трех частей.

1. Тепло, поступающее вследствие теплопроводности материала,

$$Q_{тп} = \Sigma k (T_г - T_х) = (k_1 + k_2)(T_г - T_х), \qquad (10.6)$$

где k_1 и k_2 — коэффициенты, учитывающие теплопроводность каждой

ветви термоэлемента, Вт/К; $k=\lambda s/l$; λ — теплопроводность материала ветви, Вт/(м·К); s — сечение ветви, м²; l — длина ветви, м.

2. Половина джоулева тепла, Вт, выделяющегося в ветвях термоэлемента (считая в первом приближении, что другая половина отводится на теплый спай*,

$$Q_{дж}=\frac{1}{2}I^2(R_1+R_2), \qquad (10.7)$$

где R_1 и R_2 — электрические сопротивления каждой ветви, Ом; $R=\rho l/s$; ρ — удельное сопротивление материала ветви, Ом·м.

3. Тепло Q_0, подводимое извне от охлаждаемого объекта.

Все эти три величины должны в стационарных условиях компенсироваться отводом тепла за счет эффекта Пельтье, равного πI.

Первые две из этих величин приводят, естественно, к потерям полезной холодопроизводительности, поскольку при данном π значение Q_0 будет тем меньше, чем больше $Q_{дж}$ и $Q_{тп}$.

Следовательно, уравнение теплового баланса для холодного спая термоэлемента будет иметь вид:

$$\pi I=Q_0+0{,}5I^2(R_1+R_2)+(k_1+k_2)\times$$
$$\times(T_г-T_х); \qquad (10.8а)$$

$$\Delta T=T_г-T_х=\frac{\pi I-0{,}5I^2(R_1+R_2)-Q_0}{k_1+k_2}, \qquad (10.8б)$$

или

$$Q_0=\pi I-0{,}5I^2(R_1+R_2)-$$
$$-(k_1+k_2)(T_г-T_х). \qquad (10.8в)$$

Формулы (10.8) дают несколько завышенные значения ΔT и Q_0, поскольку в них не учитываются эффект Томсона и то обстоятельство, что к холодному спаю поступает не 0,5 джоулева тепла, а большая его часть.

* Фактически на теплый спай отводится очень малая доля джоулева тепла; основная часть идет на холодный спай. Поэтому $Q_{дж}$ будет больше, чем по (10.7).

Разность температур $\Delta T=T_г-T_х$ при прочих равных условиях возрастает по мере уменьшения значения Q_0 и достигает максимума при $Q_0=0$. В этом случае термоэлемент работает «сам на себя», без полезной холодопроизводительности. Величина $\Delta T_{макс}$, достигаемая в этих условиях, когда $Q_0=0$, служит одной из характеристик охлаждающего термоэлемента.

Чтобы найти холодильный коэффициент, вычислим затрату мощности W на работу термоэлемента. Она состоит из двух частей — мощности $W_{дж}$, затрачиваемой на джоулево тепло, и $W_т$ на преодоление термо-ЭДС:

$$W_т=EI=(\alpha_A-\alpha_B)(T_г-T_х)I=$$
$$=(\alpha_A-\alpha_B)\Delta TI;$$
$$W_{дж}=I^2(R_1+R_2).$$

Суммируя, получаем:

$$W=[I(R_1+R_2)+(\alpha_A-$$
$$-\alpha_B)\Delta T]. \qquad (10.9)$$

Определив Q_0 из формулы (10.8в) и заменив π его значением из (10.3), получим выражение для холодильного коэффициента

$$\varepsilon=\frac{(\alpha_A-\alpha_B)T_хI-0{,}5I^2(R_1+R_2)-(k_1+k_2)\Delta T}{I[I(R+R_2)+(\alpha_A-\alpha_B)\Delta T]}. \qquad (10.10)$$

Обозначив разность $\alpha_A-\alpha_B$ через α, R_1+R_2 через R, k_1+k_2 через k, заменив $T_х$ на T_0 и $\Delta T=(T_{о.с}-T_0)$, получим:

$$\varepsilon=\frac{\alpha IT_0-0{,}5I^2R-k(T_{о.с}-T_0)}{I^2R+\alpha(T_{о.с}-T_0)}, \qquad (10.11)$$

Разделив числитель и знаменатель выражения (10.11) на I и заменив IR на $U_р$, получим:

$$\varepsilon=\frac{\alpha T_0-0{,}5U_р-kR(T_{о.с}-T_0)\frac{1}{U_р}}{U_р+\alpha(T_{о.с}-T_0)}. \qquad (10.12)$$

Из выражения (10.12) видно, что чем меньше значение kR, тем

больше ε. Чтобы найти минимум этой величины, выразим значения коэффициента k и сопротивления R термоэлемента через их удельные значения для каждого из стержней — ветвей термоэлемента и через геометрические размеры ветвей.

Примем удельные теплопроводности соответственно равными λ_A и λ_B, удельные сопротивления ρ_A и ρ_B, длины $l_A=l_B=l$ и площади поперечного сечения s_A и s_B.

Тогда

$$R=R_A+R_B=(\rho_A/s_A+ +\rho_B/s_B)\,l; \qquad (10.13)$$

$$k=k_A+k_B=(\lambda_A s_A+ +\lambda_B s_B)/l. \qquad (10.14)$$

Отсюда

$$kR=(\rho_A/s_A+\rho_B/s_B)\times \times(\lambda_A s_A+\lambda_B s_B). \qquad (10.15)$$

Для определения условий минимума этого выражения продифференцируем его по s_A/s_B и приравняем производную нулю.

Это дает соотношение

$$\rho_A\lambda_A/\rho_B\lambda_B=(s_A/s_B)^2. \qquad (10.16)$$

Формула (10.16) позволяет выбрать наивыгоднейшие соотношения сечения ветвей термоэлемента s_A и s_B.

При таком выборе соотношения s_A/s_B

$$kR=(\sqrt{\lambda_A\rho_A}+\sqrt{\lambda_B\rho_B})^2. \qquad (10.17)$$

Уравнение (10.17) позволяет определить ε при заданных значениях теплопроводности и электропроводности материалов A и B. Падение напряжения на активном сопротивлении $U_р$, соответствующее наибольшему значению ε при данных $T_{о.с}$ и T_0, определяем путем дифференцирования выражения (10.12) по $U_р$

$$d\varepsilon/dU_р=0,$$

откуда находим:

$$U_{р.\,опт}=\alpha\Delta T\,(1+\sqrt{1+r})/r= =\alpha\Delta T/(M-1), \qquad (10.18а)$$

где $\alpha=\alpha_A-\alpha_B$ — разность коэффициентов термо-ЭДС материалов, B/K; $\Delta T=T_{о.с}-T_0$; $r=zT_{ср}$; $T_{ср}=(T_0+T_{о.с})/2=T_0+\Delta T/2$; $M=\sqrt{1+r}$; z — введенная академиком А. Ф. Иоффе величина, характеризующая добротность, качество материалов термоэлемента, $1/К$,

$$z=\alpha^2/(Rk). \qquad (10.19)$$

Знаменатель этой величины $Rk=R\lambda s/l$ состоит из величин, связанных физически таким образом, что увеличение одной (теплопроводности) ведет к уменьшению другой (электрического сопротивления) и наоборот. Поэтому подбор материалов с большими значениями z представляет собой сложную задачу: материал должен одновременно характеризоваться малым сопротивлением R (хорошей электропроводностью) при возможно малой теплопроводности.

Как видно из уравнения (10.18), с увеличением r или M снижается значение $U_р$.

Сила тока, A, соответствующая наибольшему значению ε, определяется из уравнения

$$I_{опт}=\frac{\alpha\Delta T\,[1+\sqrt{1+r}]}{Rr}=\frac{\alpha\Delta T}{R}\,\frac{1}{M-1} \qquad (10.18б)$$

Максимальный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{макс}=\frac{1-0{,}5\,\dfrac{\Delta T}{T_0}\,\dfrac{1+\sqrt{1+r}}{r}-}{\dfrac{(1+\sqrt{1+r})}{r}+1}\rightarrow$$

$$\rightarrow\frac{-\dfrac{T_{ср}}{T_0}\,\dfrac{1}{1+\sqrt{1+r}}}{}\,\frac{T_0}{\Delta T}=$$

$$=\frac{1-0{,}5\,\dfrac{\Delta T}{T_0}\,\dfrac{1}{M-1}-\dfrac{T_{ср}}{T_0}\,\dfrac{1}{M+1}}{\dfrac{1}{M-1}+1}\,\frac{T_0}{\Delta T}. \qquad (10.20а)$$

В уравнении (10.20а) второй множитель правой части $T_0/\Delta T=$

$=T_0/(T_{o.c}-T_0)$ представляет собой холодильный коэффициент идеального трансформатора тепла, так как он равен $-1/\tau_e$, где τ_e — коэффициент работоспособности тепла на температурном уровне T_0.

Первый множитель этого выражения представляет собой КПД η_e полупроводникового трансформатора тепла, характеризующий степень его приближения к идеальному процессу *:

$$\eta_e=\frac{1-0{,}5\,\frac{\Delta T}{T_0}\,\frac{1}{M-1}-\frac{T_{ср}}{T_0}\,\frac{1}{M+1}}{\frac{1}{M-1}+1}. \qquad (10.20б)$$

Как видно из выражения (10.20б), КПД полупроводникового трансформатора тепла повышается с ростом $r=z\Delta T_{ср}$ или $M=\sqrt{1+r}$, а также со снижением ΔT и $T_{ср}$ и повышением T_0.

Однако даже при $\Delta T\to 0$ и $T_{ср}/T_0=1$ КПД $\eta_e\ll 1$. Это связано с процессами, неизбежно сопутствующими полупроводниковым трансформаторам тепла: выделением джоулева тепла, действием эффекта Томсона и обратным током тепла от горячего спая к холодному вследствие теплопроводности материалов термоэлемента.

Поэтому даже в предельном случае η_e термоэлемента существенно меньше единицы.

Полученные в настоящее время значения z полупроводниковых материалов не превышают $(3—5)\times\times 10^{-3}$ К$^{-1}$. Как предельно возможное значение z называют $1\cdot 10^{-2}$ К$^{-1}$. В этом последнем случае η_e при $T_{o.c}=293$ К и $T_0=253$ К составил бы 26%, а при $T_0=243$ К $\eta_e\approx 24\%$. Практически для имеющихся сейчас материалов эти значения намного ниже. На графике рис. 10.6 приведены кривые, рассчитанные по

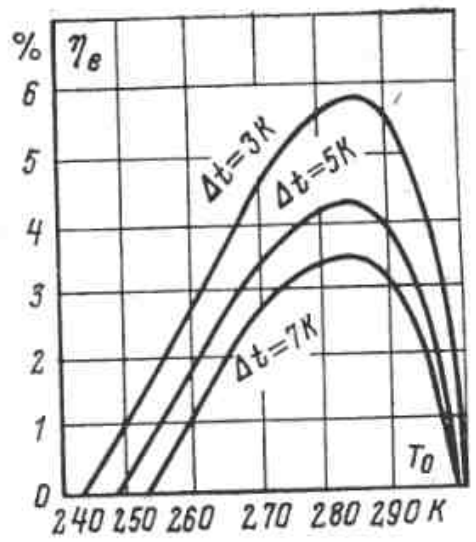


Рис. 10.6. Значения η_e термоэлектрического охлаждающего устройства в зависимости от T_0 при условии $\Delta T_г=\Delta T_х$.

экспериментальным данным, показывающие зависимость η_e от T_0 при $T_{o.c}=300$ К и $z=2\cdot 10^{-3}$К$^{-1}$. При расчете учитывалась внешняя потеря d_e от разности температур на горячих и холодных спаях $\Delta T=\Delta T_г=\Delta T_х$ от 3 до 7 К. Как видно из графиков, даже при оптимальных T_0 значение η_e не превышает 6%.

Выше указывалось, что одной из существенных характеристик термоэлемента может служить величина $(T_{o.c}-T_0)_{макс}$, достигаемая при $Q_0=0$. Такой результат может быть получен для $\varepsilon_{макс}$, когда весь эффект охлаждения используется только для компенсации внутренних потерь.

Из формулы (10.20а) находим эти условия, приравняв $\varepsilon_{макс}=0$. После несложных преобразований находим:

$$(T_{o.c}-T_0)_{макс}=0{,}5zT^2_0. \qquad (10.21)$$

Следовательно, наинизшая температура холодного спая равна:

$$(T_0)_{мин}=(\sqrt{1+2T_{o.c}z}-1)/z. \qquad (10.22)$$

На графике рис. 10.7 показана зависимость $(T_{o.c}-T_0)_{макс}$ от z. Естественно, что при $Q_0\neq 0$ значение $T_{o.c}-T_0$ резко уменьшается.

Увеличение интервала рабочих температур при конечной холодопроизводительности может быть достигнуто использованием батареи термоэлементов, составленной из нескольк-

* Холодильный коэффициент ε в ряде работ по полупроводниковым термоэлементам [86, 87] ошибочно назван КПД и рассматривается как КПД.

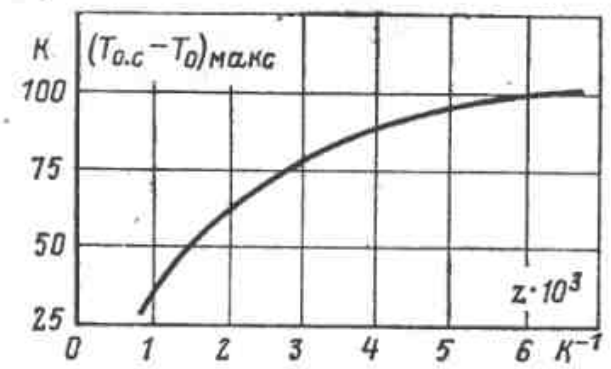


Рис. 10.7. Зависимость максимальной разности температур на термоэлементе от добротности материала z.

ких каскадов. В такой каскадной термобатарее теплые спаи термоэлемента, расположенного в области более низких температур, охлаждаются холодными спаями термоэлемента, работающего при более высоких температурах.

Рассмотрим, например, трехкаскадную термобатарею (рис. 10.8). Теплый спай первого каскада расположен под холодными спаями второго. Теплые спаи второго каскада термически связаны с холодными третьего. Теплые спаи третьего каскада отдают тепло в окружающую среду.

Между термоэлементами каждого каскада прокладываются возможно тонкие электроизоляционные прослойки; питание каждого каскада производится самостоятельно.

Холодопроизводительность каждого каскада (как и в каскадных холодильных установках) должна обеспечивать отвод всего тепла от нижних каскадов.

Найдем холодильный коэффициент многокаскадного термоэлемента $\varepsilon^{(n)}$, чтобы сравнить его со значением ε однокаскадного термоэлемента, работающего в том же температурном интервале. Пусть для первого каскада холодопроизводительность равна Q_0 и холодильный коэффициент ε_1. Потребляемая электрическая мощность этого каскада

$$W_1 = Q_0/\varepsilon_1.$$

Холодопроизводительность второго каскада должна составить:

$$Q_2 = Q_0 + W_1 = Q_0 + Q_0/\varepsilon_1 \qquad (10.23а)$$

и третьего каскада

$$Q_3 = Q_0(1+1/\varepsilon_1)(1+1/\varepsilon_2). \qquad (10.23б)$$

Количество тепла, отдаваемого в окружающую среду,

$$Q_{o.c} = Q_0(1+1/\varepsilon_1)(1+1/\varepsilon_2)\times \times(1+1/\varepsilon_3). \qquad (10.23в)$$

Вместе с тем

$$Q_{o.c} = W + Q_0 = Q(1+1/\varepsilon), \qquad (10.24)$$

где $W = W_1 + W_2 + W_3$ — общая мощность, потребляемая всеми тремя каскадами; ε — холодильный коэффициент всей батареи из трех каскадов.

Из уравнений (10.23б) и (10.24) получаем:

$$\varepsilon = \frac{1}{(1+1/\varepsilon_1)(1+1/\varepsilon_2)(1+1/\varepsilon_3)}. \qquad (10.25)$$

Общий холодильный коэффициент будет наибольшим, если отдельные коэффициенты ε_1, ε_2 и ε_3 будут равны. Тогда

$$\varepsilon^{(3)} = \frac{1}{(1+1/\varepsilon_i)^3 - 1}. \qquad (10.26)$$

Обычно на практике применяют не более четырех каскадов.

На рис. 10.9 показана зависимость ε от $\Delta T = T_{o.c} - T_0$ для одно- и двухкаскадной батареи. Из рисунка видно, что преимущества двухкаскадного элемента проявляются в увеличении как ε, так и максимальной ΔT при $Q_0 = 0$, причем они больше сказываются при малых значениях ε.

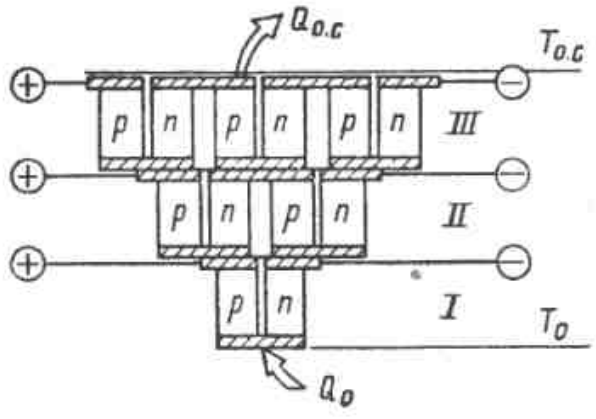


Рис. 10.8. Схема трехкаскадной термобатареи.

I — нижний каскад; *II* — средний каскад; *III* — верхний каскад.

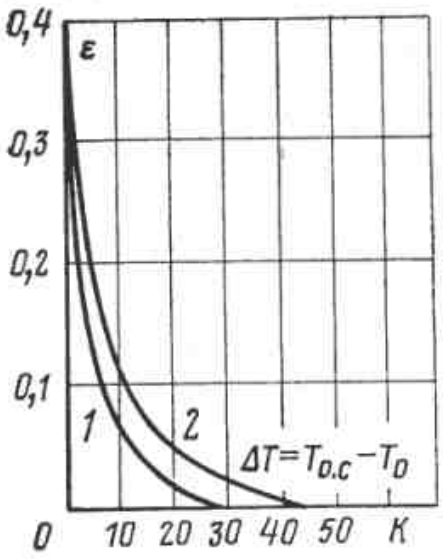


Рис. 10.9. Зависимость холодильного коэффициента ε от разности температур ($T_{о.с}$ — T_0) для однокаскадного (*1*) и двухкаскадного (*2*) термоэлементов.

При использовании термобатареи в качестве теплового насоса выведенные выше зависимости сохраняют свое значение. Коэффициент трансформации μ зависит от температурного интервала, добротности z материала и числа каскадов.

Коэффициент полезного действия полупроводникового трансформатора тепла определяется как отношение коэффициентов трансформации действительного и идеального трансформаторов при заданных температурах верхнего теплоприемника $T_г$ и нижнего источника тепла $T_{о.с}$:

$$\eta_e = \mu_д/\mu_{ид} = \mu_д/(1+T_{о.с}/\Delta T),$$

где $\Delta T = T_г - T_{о.с}$, или, что то же самое, $\eta_e = E_{отв}/W_{подв} = Q\tau_e/W_{подв}$, где $\Delta T = Q$ — полезный тепловой поток, получаемый от трансформатора тепла, Вт; $W_{подв}$ — подведенная электрическая мощность, Вт.

При $T_{о.с} = 300$ К величина μ характеризуется следующими показателями в зависимости от z (табл. 10.1).

Термоэлектрический подогрев более выгоден при средних ΔT; в этом случае η_e процесса выше. Так, в рассмотренных примерах η_e при $z = 3 \cdot 10^{-3}$ К$^{-1}$ для $\Delta T = 10$ К составляет 17%, для $\Delta T = 30$ К — 20% и для $\Delta T = 50$ К — 20—23%. Дальнейшее повышение ΔT приводит к снижению η_e.

Таблица 10.1

Коэффициент трансформации μ в зависимости от z и ΔT

z, 10^3 К$^{-1}$	Значения μ при $\Delta T = T_г - T_{о.с}$, К						
	10	20	30	40	40*	50	50*
1,0	2,5	1,5	1,25	0,93	1,2	0,9	1,15
2,0	4,0	2,3	1,7	1,45	1,5	1,25	1,35
2,5	4,6	2,6	2,0	1,6	1,7	1,45	1,5
3,0	5,2	3,0	2,2	1,75	1,85	1,6	1,65
5,0	7,3	4,0	2,8	2,3	2,3	2,0	2,0

* Каскадная двухступенчатая батарея.

Область применения термоэлектрических трансформаторов тепла ограничена, однако улучшением добротности полупроводниковых материалов и снижением их стоимости, а также конструктивным усовершенствованием таких установок эта область может быть несколько расширена.

Область температур, в которой применяются термоэлектрические трансформаторы тепла, находится в пределах 150—170 К для холодильных агрегатов и 100°С для теплонасосных. Нижняя граница определяется свойствами полупроводниковых материалов, верхняя — практической нецелесообразностью применения тепловых насосов для температур выше 100°С.

В настоящее время разработаны и внедряются в промышленность различные термоэлектрические трансформаторы тепла — небольшие кондиционеры воздуха, малые холодильники, термостаты, вакуумные ловушки, гигрометры, медицинские приборы и др. [28, 33].

Термомагнитные трансформаторы тепла

В области температур ниже 150—170 К современные полупроводниковые термоэлементы непригодны. Поэтому до последнего времени при таких температурах могли использоваться только «классические» термомеханические способы охлаждения, основанные на сжатии и расширении какого-либо движу-

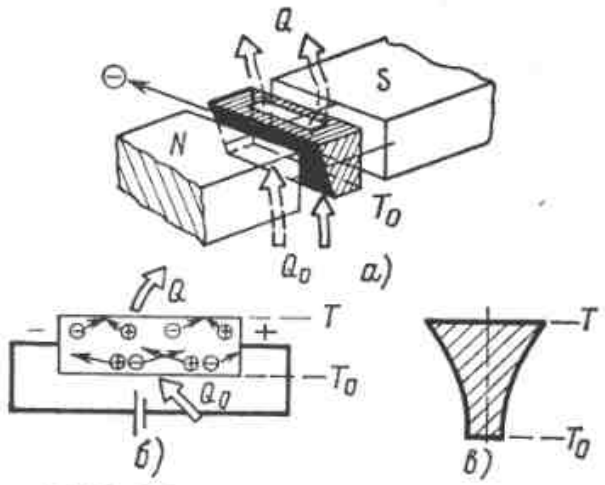


Рис. 10.10. Принцип действия термомагнитного охладителя.

а — принципиальная схема; *б* — движение электронов и дырок в смешанном полупроводнике, помещенном в магнитное поле; *в* — поперечное сечение полупроводника с экспоненциальной формой боковых граней.

щегося тела. Однако в последние годы появились охладители, в которых с помощью термомагнитного эффекта Эттингсхаузена можно обеспечить трансформацию тепла в весьма важном для практики интервале температур 70—200 К. Так же как и при термоэлектрической трансформации тепла, термомагнитный метод позволяет обойтись без каких-либо движущихся элементов.

Принцип действия термомагнитного трансформатора тепла пояснен на рис. 10.10,*а*.

Между полюсами N и S магнита расположен брусок полупроводникового материала, имеющий форму призмы. К торцам бруска подводится постоянная разность потенциалов, в результате чего в нем появляется ток, направление которого перпендикулярно направлению магнитного поля. При этом в материале полупроводника возникает градиент температур $\Delta T = T - T_0$ в направлении, перпендикулярном направлению как тока, так и магнитного поля (эффект Эттингсхаузена). При расположении полюсов магнита и направлении тока, показанных на рис. 10.10, верхняя грань бруска будет нагреваться, а нижняя охлаждаться. В стационарных условиях при отводе и подводе соответствующих количеств тепла Q и Q_0 возникнет некоторый тепловой поток от нижней поверхности с температурой T_0 к верхней с более высокой температурой T.

Эффект Эттингсхаузена в отличие от эффекта Пельтье с наибольшей силой проявляется в материалах с равными концентрациями электронов и дырок, т. е. в полупроводниках со смешанной проводимостью.

Схема рис. 10.10,*б* иллюстрирует эффект Эттингсхаузена в материалах с одинаковой электронной и дырочной проводимостью. Под действием магнитного поля движение электронов и дырок происходит не вдоль бруска, а по диагоналям, направленным у электронов, и у дырок снизу вверх (если полюс N магнита расположен над плоскостью чертежа, а полюс S — под ней). В результате одновременно с движением зарядов вдоль бруска возникает движение в поперечном направлении — снизу вверх. Возникновение пары электрон — дырка, образующейся у нижней границы, с поглощением энергии сопровождается рекомбинацией на верхней грани с выделением энергии. Первый эффект компенсируется подводом тепла Q_0 от охлаждаемого тела при T_0, второй — отводом тепла к теплоприемнику с температурой T.

Наилучшим из известных в настоящее время материалов для охладителей, основанных на эффекте Эттингсхаузена, служит сплав висмут-сурьма с содержанием сурьмы около 3%. Этот материал имеет смешанную проводимость и сравнительно с чистым висмутом малую теплопроводность.

Аналогично тому, как это делается в полупроводниковых термоэлементах, в данном случае можно обеспечить существенное повышение КПД и $\Delta T_{\text{макс}}$ путем применения каскадной схемы. Каждый последующий каскад должен иметь большее сечение, чем предыдущий, так как через него необходимо отводить количество тепла, равное $Q_0 + \Sigma W$ (где ΣW — суммарная элек-

трическая мощность всех предыдущих каскадов).

В термомагнитном охладителе эта задача решается проще, чем в термоэлектрическом, так как электрической изоляции между каскадами не требуется (во всех ступенях подводится один и тот же электрический потенциал). Поэтому система изготовляется из одного куска материала путем простого увеличения сечения полупроводниковой призмы в направлении теплового потока. Образующие боковых граней бруска, обращенные к полюсам магнита, должны иметь форму, близкую к экспоненциальной. Форма сечения такого бруска показана на рис. 10.10,*в*.

Температурные характеристики термомагнитного охладителя, полученные при разных напряженностях магнитного поля, показаны на графике рис. 10.11. Зависимость $\Delta T_{макс}$ от напряженности магнитного поля дана для трех температур: $T=$ $=77{,}156$ и 195 К. При каждой температуре испытывались образцы сплава висмут—сурьма прямоугольной и экспоненциальной формы. Экспоненциальная форма образца полупроводникового материала более выгодна. При $T=156$ К и магнитной индукции 1,4 Тл удалось получить $T_0=54$ К, т. е. $\Delta T_{макс}=102°C$.

Термомагнитные охладители обладают рядом преимуществ по сравнению с термоэлектрическими. Охладитель, основанный на эффекте Эттингсхаузена, конструктивно проще, так как состоит из материала одного типа, а не двух (n- и p-типов), как в термоэлектрическом. Каскадная схема создается также из одного материала. Термомагнитные охладители лучше работают при $T<200$ К, когда термоэлектрические трансформаторы тепла не применяются. В тех случаях, когда необходимо вести охлаждение с $T_{о.с}$ до $T<200$ К, целесообразно использовать сочетание термоэлектрического и термомагнитного охладителей — первого для верхней ступени, второго для нижней.

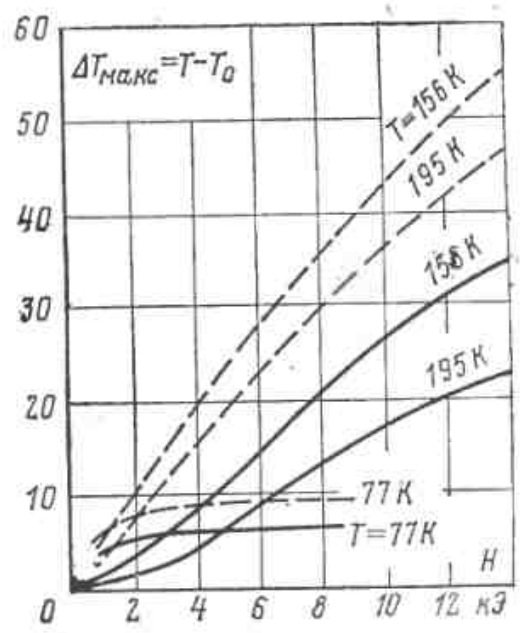


Рис. 10. 11. Зависимость $\Delta T_{макс}$ от напряженности магнитного поля для разных значений T.

– – – – экспоненциальный образец; ——— прямоугольный образец.

Коэффициент полезного действия трансформаторов тепла на эффекте Эттингсхаузена, как и ТЭ-систем, не превышает нескольких процентов; здесь сказываются те же необратимые эффекты — теплопроводность и джоулево тепло.

10.4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР МАГНИТОКАЛОРИЧЕСКИМ И ЭЛЕКТРОКАЛОРИЧЕСКИМ МЕТОДАМИ

Системы, основанные на МК- и ЭК-эффектах, в отличие от термоэлектрических и термомагнитных методов пока наиболее широко используются при весьма низких температурах — от 1 К и ниже. В этой области температур применение любых газожидкостных циклов исключено, так как при $T<1$, К все вещества, за исключением двух изотопов гелия: He^4 и He^3, могут находиться только в твердом состоянии. Возможно только использование в качестве хладоагентов жидких кипящих He^4 и He^3, но для этого необходимо значительное разрежение. В табл. 10.2 приведены значения упругости пара над жидки-

Упругость пара над He^4 и He^3 при низких температурах Таблица 10.2

Изотоп гелия	Упругость пара, Па, при T, К				
	0,3	0,5	0,8	1	2
He^4	$5,16\cdot10^{-8}$	$2,17\cdot10^{-3}$	1,52	16	$3,16\cdot10^{3}$
He^3	$1,99\cdot10^{-1}$	18,86	364,9	$1,14\cdot10^{3}$	$20\cdot10^{3}$

ми He^4 и He^3 для температур 0,3—2 К.

Из данных таблиц следует, что даже при использовании изотопа He^3 получение температур ниже 0,5 К путем его испарения становится очень сложным. Поэтому температуры ниже 1—0,5 К можно получить только другими методами [29], в частности растворением He^3 в He^4 (гл. 7) или применением магнитокалорического либо электрокалорического эффекта.

Создание двух последних методов основано на том, что охлаждение тела и соответствующее уменьшение его внутренней энергии могут быть достигнуты не только адиабатным расширением, но и любой другой работой системы в адиабатных условиях.

В 1926 г. Дебай и Джиок предложили для охлаждения при низких температурах использовать адиабатное размагничивание парамагнитных солей *. Магнитные свойства этих солей связаны с наличием в их составе атомов, имеющих магнитный момент и представляющих собой, таким образом, элементарные слабо связанные между собой магнетики. Обычно эти магнитики ориентированы хаотически; но при наложении магнитного поля они ориентируются по направлению магнитных силовых линий.

Работа намагничивания в адиабатных условиях вызывает повышение температуры (процесс *1-2* на T, s-диаграмме рис. 10.12). Если же намагничивание производить в изотермических условиях (например, отводя тепло в ванне с жидким гелием при 1 К), то энергия в форме тепла будет отведена, а энтропия, как всегда при отводе тепла, уменьшится (процесс *1-3*).

С точки зрения статистики уменьшение энтропии связано с большей упорядоченностью системы при изотермическом намагничивании (переходом в менее вероятное состояние). Часть энтропии, связанная с магнитными явлениями, — магнитная часть энтропии — уменьшается. Если намагничивание производить адиабатно, то постоянство энтропии сохраняется вследствие того, что ее увеличение от повышения температуры компенсируется уменьшением от убывания магнитной части.

Если парамагнитную соль, находящуюся в состоянии, соответствующем точке *3*, размагнитить в адиабатных условиях (снять магнитное поле), то она охладится до некоторой температуры $T_0<T$, так как часть внутренней энергии (энергии теплового движения) будет затрачена на то, чтобы вернуть элементарные магнетики к прежнему хао-

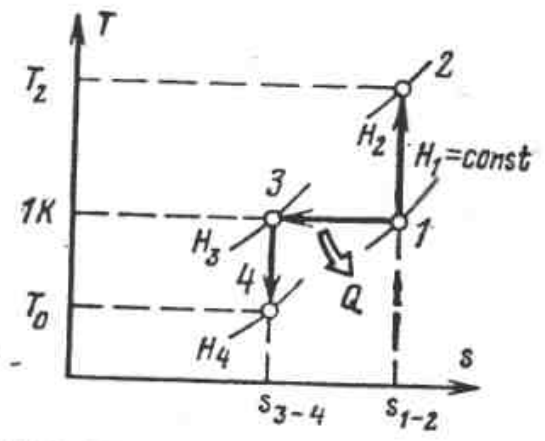


Рис. 10.12. Изменение температуры и энтропии парамагнитной соли при намагничивании (процессы *1-2* и *1-3*) и размагничивании (процесс *3-4*).

* Парамагнитными являются соли железа, кобальта и никеля, например железоаммиачные квасцы $FeNH_4(SO_4)\cdot12H_2O$, а также хромокалиевые квасцы $CrK(SO_4)\times12H_2O$, сульфат гадолиния $Gd_2(SO_4)_3\times8H_2O$ и др.

тическому расположению (процесс *3-4*). При этом магнитная часть энтропии возрастет, а часть, связанная с тепловым движением, на столько же уменьшится вследствие понижения температуры. В итоге суммарная энтропия останется неизменной.

Процесс адиабатного размагничивания *3-4* используют для получения температур ниже 1 К.

Рассмотрим некоторые термодинамические соотношения, необходимые для анализа магнитокалорического эффекта.

Система, состоящая из магнетика, находящегося в магнитном поле, может иметь три вида энергетических взаимодействий с окружающей средой и находящимися в ней телами: 1) деформационное $pdv=\delta l$; 2) тепловое $Tds=\delta q$; 3) магнитное $HdM=\delta l_м$, где $l_м$ — работа намагничивания; H — напряженность магнитного поля; M — намагниченность.

Для парамагнетиков $M=\varkappa H$, где $\varkappa$ — магнитная восприимчивость, которая по закону Кюри обратно пропорциональна температуре: $\varkappa=C_к/T$ ($C_к$ — константа Кюри).

В условиях адиабатного размагничивания деформационные воздействия практически отсутствуют ($dU=0$) и $\delta l=0$.

Система, в которой имеются только тепловое и магнитное взаимодействие, называется термомагнитной. Необходимо определить для такой системы изменение температуры в адиабатных условиях при изменении магнитного поля, т. е. $(dT/dH)_s$.

Для термомагнитной системы основное уравнение первого и второго начал термодинамики $dU=\delta Q-\delta L$ будет иметь вид:

$$dU=Tds-HdM. \qquad (10.27)$$

Чтобы ввести в уравнение (10.27) нужную нам величину MdH, применим преобразование Лежандра, образовав новую функцию:

$$\Phi=U+HM.$$

Дифференциал этой функции

$$d\Phi=dU+HdM+MdH. \qquad (10.28)$$

Подставив dU из уравнения (10.27), получим:

$$d\Phi=Tds+MdH.$$

Так как $d\Phi$ — полный дифференциал, то по правилу равенства накрест взятых производных получим:

$$(\partial T/\partial H)_s=-(\partial M/\partial s)_H;$$

$$(\partial M/\partial s)_H=(\partial M/\partial T)_H(\partial T/\partial s)_H.$$

Так как $M=\varkappa H$, то $(\partial M/\partial T)_H=H(\partial\varkappa/\partial T)_H$ и, введя константу Кюри, получим:

$$H(\partial\varkappa/\partial T)_H=-C_к/T^2.$$

Величину $(\partial T/\partial s)_H$ преобразовываем, учитывая, что $Tds=cdT$ (где c — удельная теплоемкость), $(\partial T/\partial s)_H=T/c$. Тогда

$$(\partial T/\partial H)_s=HC_к/(Tc). \qquad (10.28б)$$

Из равенства (10.28б) видно, что при адиабатном размагничивании ($dH<0$) парамагнитное тело охлаждается ($dT<0$), а при намагничивании — нагревается.

Значение $(\partial T/\partial H)s$ при низких температурах довольно велико. По закону Дебая удельная теплоемкость c при низких температурах пропорциональна значению температуры в третьей степени $c=\alpha T^3$, отсюда $(\partial T/\partial H)\approx 1/T^4$, т. е. охлаждение в этой области при прочих равных условиях обратно пропорционально значению температур в четвертой степени.

Аналогичные выводы для электрокалорической системы приводят к формуле

$$(\partial T/\partial E)_s=EC_E/(Tc), \qquad (10.29)$$

показывающей, как изменяется температура при адиабатной деполяризации.

10.5. МАГНИТОКАЛОРИЧЕСКИЕ (МК) И ЭЛЕКТРОКАЛОРИЧЕСКИЕ (ЭК) ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА

Низкие температуры можно получить однократным адиабатным размагничиванием в установке, схема которой показана на рис. 10.13. Блок парамагнитной соли *I* вместе с охлаждаемым веществом закрепляется малотеплопроводными креплениями внутри камеры *III*, соединенной с вакуум-насосом. Камера находится в сосуде Дьюара *IV* с жидким гелием, температура которого путем откачки может быть понижена до 1—1,2 К. Для уменьшения потерь сосуд Дьюара с гелием помещен в другой сосуд *V*, запол-

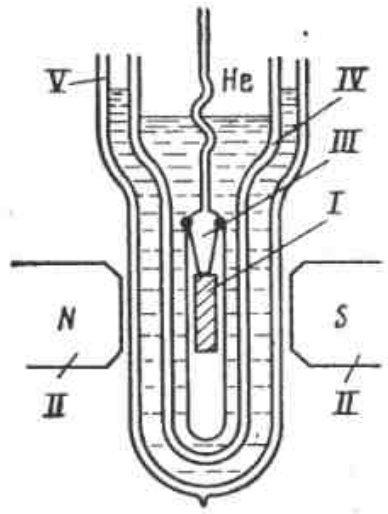


Рис. 10.13. Схема установки для магнитокалорического охлаждения в области ультранизких температур.

ненный жидким водородом или неоном. При включении магнита *II* тепло, выделяемое солью при намагничивании, отводится к жидкому гелию через остаточный газ, находящийся в камере *III*; затем газ из камеры откачивают и магнитное поле выключают. Соль охлаждается на несколько десятых долей градуса, и на ее поверхности конденсируется большая часть оставшегося в камере гелия. Полученный высокий вакуум обеспечивает теплоизоляцию соли, нужную для того, чтобы не дать ей отогреться в течение достаточно долгого времени, нужного для опыта. Естественный отогрев в этих условиях не превышает долей градуса в час.

Более эффективна основанная на этом же принципе установка непрерывного (циклического) действия, позволяющая поддерживать низкую температуру охлаждаемого тела в течение любого нужного времени.

Схема такой установки показана на рис. 10.14.

Парамагнитная соль A помещается в изолированном пространстве между полюсами N и S мощного электромагнита. При замыкании либо размыкании приспособлений K_1 и K_2, которые называются тепловыми ключами, соль может вступать в термический контакт либо с жидким гелием, находящимся в ванне при температуре около 1 К, либо с «аккумулятором холода» B — ампулой с хромокалиевыми квасцами, служащими для выравнивания температур и охлаждения исследуемых образцов, которые помещаются в камере E.

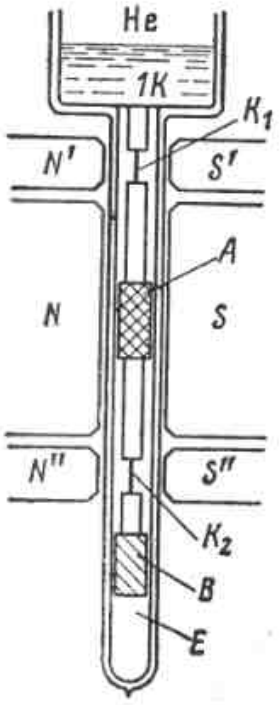


Рис. 10.14. Схема магнитной холодильной установки непрерывного действия.

При намагничивании, когда соль нагревается, тепловой ключ K_1 замыкается и тепло намагничивания соли отводится в ванну жидкого гелия; затем при разомкнутом ключе K_1 соль размагничивается и охлаждается. После этого выключатель K_2 замыкается и тепло отводится от ампулы B к охлажденной соли.

Основными элементами, отличающими установку циклического действия от описанной выше установки периодического действия, являются тепловые ключи K_1 и K_2. Принцип их действия основан на том, что при разрушении сверхпроводимости материалов наложением сильного магнитного поля их теплопроводность резко возрастает. Например теплопроводность чистого свинца в сверхпроводящем состоянии меньше его теплопроводности в состоянии, когда сверхпроводимость разрушена (при той же температуре), на один-два порядка.

Использование этого явления позволяет, включая или выключая магниты $N' - S'$ и $N'' - S''$, делать каждую свинцовую ленту (или проволоку) K_1 и K_2 либо теплопроводной (ключ замкнут), либо малотеплопроводной (ключ разомкнут). Таким образом, в нужные отрезки времени обеспечивается тепловой контакт либо с верхним теплоприемником (холодильником), которым служит жидкий гелий при температуре 1 К, либо с охлаждаемым объектом, находящимся при более низкой температуре T_0.

Рассмотрим цикл работы установки на энтропийной диаграмме парамагнитной соли (рис. 10.15). Эта диаграмма аналогична T,s-диаграммам для рабочих веществ холодильных установок с той лишь разницей, что в T,s-диаграмме па-

рамагнитных солей применяется в качестве параметра напряженность магнитного поля H аналогично параметру давления p в диаграммах рабочих веществ; на диаграмме рис. 10.15 нанесены линии постоянных значений H (от 0 до 10 кЭ).

Процесс намагничивания аналогичен по результатам процессу повышения давления, процесс размагничивания — процессу его понижения.

Рассмотрим с помощью T,s-диаграммы процессы, происходящие в МК-криогенной установке. В начале пуска все части установки находятся при температуре $T \approx 1$ К и тепловые ключи K_1 и K_2 (рис. 10.14) замкнуты. Напряженность H магнитного поля равна нулю. Состояние соли A изображается точкой *1* на диаграмме (рис. 10.15). Затем ключ K_2 размыкается и при повышении напряженности магнитного поля соль A намагничивается до насыщения (точка *2*). Теплота намагничивания отводится через ключ K_1 в гелиевую ванну и процесс *1-2* протекает практически в изотермических условиях. Этот процесс аналогичен изотермическому сжатию. Далее ключ K_1 размыкается и в адиабатных условиях производится размагничивание соли A. Как и адиабатное расширение, этот процесс сопровождается понижением температуры. Разница состоит в том, что в этом случае энергия затрачивается на переориентировку элементарных магнитиков. Аналогичное явление наблюдается при расширении реального газа с положительным дроссель-эффектом, когда понижение температуры происходит за счет затраты внутренней энергии на преодоление сил притяжения молекул.

Размагничивание в адиабатных условиях, а следовательно, и охлаждение заканчиваются в точке *4* ($T_0 \approx 0{,}25$ К). Затем ключ K_2 замыкается и дальнейшее понижение напряженности H магнитного поля происходит изотермически при T_0 с

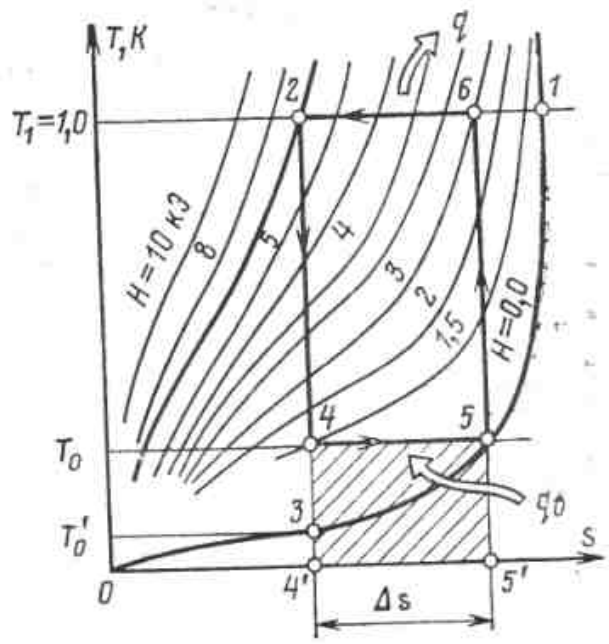


Рис. 10.15. Изображение на T, s-диаграмме парамагнитной соли цикла работы установки.

подводом тепла $Q_0 = T_0 \Delta s_{4-5}$ от охлаждаемого объекта. Этот процесс, аналогичный изотермическому расширению, заканчивается в точке *5*, где $H = 0$. Можно было бы довести размагничивание до конца и в адиабатных условиях (точка *3*), получив более низкую температуру $T'_0 < T_0$. Однако при этом передача тепла Q_0 происходила бы при переменной T_0, и охлаждаемое тело меняло бы свою температуру. В таких условиях нельзя производить ряд экспериментов, требующих изотермических условий.

Следующий процесс цикла начинается с того, что ключ K_2 размыкается; затем в адиабатных условиях напряженность магнитного поля увеличивают до H_6, что приводит к повышению температуры соли A до T_1. Дальнейшее увеличение напряженности поля продолжается в изотермических условиях при замкнутом ключе K_1, а тепло отводится в гелиевую ванну.

Таким образом, состояние соли изменяется по циклу, состоящему из двух изотерм и двух адиабат. Как и газовый цикл, этот МК-цикл в идеальном случае аналогичен циклу Карно.

Каждый цикл продолжается 2 мин. Переключение электромагнитов осуществляется автоматически.

В зависимости от тепловой нагрузки температура T_0 устанавливается на уровне 0,65—0,25 К. Холодопроизводительность установки очень мала и меняется в зависимости от температуры. Для одной из таких машин, описанных в литературе, приводятся следующие значения Q_0:

Температура, К	10^{-5} Вт	Температура, К	10^{-5} Вт
0,65	3,45	0,35	1,11
0,55	2,33	0,26	0,47
0,45	2,00	0,2	0

При среднем значении $T_0 = 0{,}45$ К эксергетическая холодопроизводительность $Q_e = Q_0\tau_e$ составляет:

$$\frac{293 - 0{,}45}{0{,}45} 2{,}0 \cdot 10^{-5} = 1{,}3 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}.$$

Малая холодопроизводительность установки связана не только с трудностями работы при столь низких температурах. Следует учитывать, что вследствие чрезвычайно малой теплоемкости веществ при температурах ниже 1 К их охлаждение на несколько десятых градуса требует отвода очень небольших количеств тепла. Так, холодопроизводительность в $1 \cdot 10^{-5}$ Вт достаточна, чтобы охладить за час около 4 кг меди с 1 до 0,3 К.

Способы получения низких температур с помощью адиабатного размагничивания можно использовать лишь до тех пор, пока тепловые колебания молекул могут нарушать упорядоченное расположение элементарных магнитиков. При понижении температуры за определенный предел эти колебания становятся настолько слабыми, что взаимодействие магнитиков оказывается сильнее и их упорядочение происходит без внешнего магнитного поля. Чтобы снизить этот предел, нужно увеличить расстояние между магнитными атомами и тем самым уменьшить их взаимодействие. Так, для работы в области температур до 0,05 К используют хромокалиевые и железоаммониевые квасцы, у которых на 1 магнитный атом железа или хрома приходится 60 немагнитных атомов. При этом, естественно, холодопроиводительность единицы массы соли уменьшается. Используя такие «разбавленные» соли, удается получить температуру 0,001 К.

Более низкие температуры достигаются так называемым ядерным размагничиванием. В этом случае используется не магнитный момент атомов, а магнитный момент ядер (у меди, кобальта и др.). Предварительное охлаждение до 0,01 К производится адиабатным размагничиванием солей. Ядерным охлаждением может быть достигнута температура до $1 \cdot 10^{-5}$—$1 \cdot 10^{-6}$ К.

Аналогичные установки для ЭК-охлаждения устроены подобным же образом с использованием тепловых ключей. Диэлектрик помещается между двумя обкладками, на которые периодически подается напряжение в несколько десятков киловольт. При наложении поля происходит поляризация диэлектрика, сопровождающаяся повышением его температуры, при снятии — деполяризация и охлаждение. Цикл работы установки аналогичен показанному на рис. 10.15 с той только разницей, что вместо линий H=const на диаграмме будут линии E=const. ЭК-установки проще МК-установок, так как отпадает необходимость в магнитах.

Процессы охлаждения в магнитном и электрическом полях в принципе не связаны с эффектами, возникающими только при ультранизких температурах. До недавнего времени считалось, что указанные процессы целесообразно применять лишь в этой области. Между тем новые исследования термодинамических свойств веществ показали, что процессы МК- и ЭК-охлаждения могут быть работоспособны вплоть до температуры окружающей среды. Такие процессы представляют интерес для создания рефрижераторов и тепловых насосов на основе непосредственного использования электроэнергии без термомеханических процессов (или с минимальным их применением).

Как известно, вещество тем больше подходит для процесса внутреннего охлаждения, чем в большей степени оно способно изменять энтропию в изотермических условиях и понижать температуру в адиа-

батных при заданном изменении обобщенной силы (H или E). В этой связи замечательны свойства ферромагнетиков и сегнетоэлектриков вблизи точек Кюри. Характер изменения $\varkappa$ и ε этих материалов отличается тем, что из-за фазового перехода второго рода в точках Кюри имеется пик [44]. Вблизи этого пика при том же изменении напряженности магнитного или электрического поля можно получить большую изотермическую разность энтропий и существенное снижение температуры в адиабатном процессе.

Для различных температурных уровней требуются различные рабочие вещества. Существует множество ферромагнитных материалов, точки Кюри которых лежат в интервале 24—293 К. Не менее разнообразен и выбор сегнетоэлектриков. Насчитывается более 290 индивидуальных соединений и около 1500 материалов — твердых растворов. Таким образом, работа вблизи точки Кюри как в магнитокалорической, так и в электрокалорической системах может быть обеспечена в широком диапазоне температур.

Основная трудность при инженерной реализации МК- и ЭК-эффектов в значительном интервале температур в принципе та же, что и в термомеханической системе: необходимость увеличить сравнительно небольшой интервал температур, получаемый в единичном процессе размагничивания и деполяризации. Решение здесь также может быть аналогичным: каскад из нескольких ступеней охлаждения, осуществляемый при помощи каких-либо тепловых ключей, или регенеративный теплообмен. Однако осуществление этих способов при температурах выше гелиевых и на основе твердых тел требует специальных инженерных решений. Соответствующие работы находятся пока в начальной фазе, но весьма перспективны [11].

В этой связи следует указать, что ЭК- и МК-системы могут в принципе не иметь собственных потерь. Их эффективность определяется только техническими потерями — внутренними и внешними. К внутренним d_i относятся потери из-за нагрева токами Фуко и от гистерезиса. Методы снижения потерь от вихревых токов известны из электротехники. Аналогичные задачи возникают, например, при проектировании трансформаторов. Гистерезисные потери существенны только при достаточно больших значениях H и E в ферромагнетиках и сегнетоэлектриках. Следовательно, чтобы свести к минимуму эти потери, надо работать при напряженностях магнитного или электрического полей, не превышающих определенных, оптимальных для каждого случая значений.

Внешние потери d_e могут быть связаны с периодическим характером потребления и возвращения в сеть электроэнергии при намагничивании (или поляризации) и размагничивании (или деполяризации). Для снижения этих потерь необходимы специальные системы, например колебательные контуры, характеризуемые соответствующей частотой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абрамович Г. Н.** Прикладная газовая динамика. — 3-е изд. — М.: Наука, 1962. — 824 с.

2. **Алтухов С. М., Румянцев В. А.** Мембранные компрессоры. — М.—Л.: Машиностроение, 1967. — 200 с.

3. **Архаров А. М., Марфенина И. В., Микулин Е. И.** Теория и расчет криогенных систем. — М.: Машиностроение, 1978.— 435 с.

4. **А. с. 152660 (СССР).** Многоступенчатая газовая холодильная машина/ А. Б. Грачев, В. М. Бродянский. Опубл. в БИ, 1963, № 2.

5. **А. с. 561055 (СССР).** Способ получения низких температур/ В. В. Алтунин, В. Ф. Бондаренко, В. М. Бродянский, Д. О. Кузнецов. Опубл. в БИ, 1977, № 21.

6. **Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянов А. В.** Свойства рабочих веществ, теплоносителей и материалов, используемых в холодильной технике. — Л.: Изд-во ЛГУ, 1972. — 148 с.

7. **Бродянский В. М.** Эксергетический метод термодинамического анализа. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.

8. **Бродянский В. М., Грезин А. К.** Повышение эффективности низкотемпературных холодильных машин. — Холодильная техника, 1979, № 3, с. 1—6.

9. **Бродянский В. М., Мартынов А. В., Агеев А. И.** Газодинамический расчет криогенных установок с эжекторами. — Известия вузов. Энергетика, 1978, № 11, с. 66—73.

10. **Бродянский В. М., Меерзон Ф. И.** Производство кислорода. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Металлургия, 1970. — 384 с.

11. **Бродянский В. М., Семенов А. М.** Термодинамические основы криогенной техники. — М.: Энергия, 1980. — 448 с.

12. **Бродянский В. М., Синявский Ю. В., Тащина А. Г.** Основы систематизации структурных схем криогенных установок. — Криогенное и кислородное машиностроение, 1974, № 4, с. 5—7.

13. **Бэр Г. Д.** Техническая термодинамика: Пер. с нем./ Под ред. В. М. Бродянского и Г. Н. Костенко. — М.: Мир, 1977. — 518 с.

14. **Вопросы** классификации и терминологии криогенной техники/ В. М. Бродянский, М. Ю. Боярский, Ю. В. Синявский и др. — М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1976. — 40 с.

15. **Гетманец В. Ф., Михальченко Р. С., Архипов В. Т.** Исследование затвердевания криогенных жидкостей при использовании откачки. — ИФЖ, 1972, т. 22, № 5, с. 648—655.

16. **Грезин А. К., Зиновьев В. С.** Микрокриогенная техника. — М.: Машиностроение, 1977. — 230 с.

17. **Двигатели Стирлинга.** Сб. статей: Пер. с англ./ Под ред. В. М. Бродянского. — М.: Мир, 1975. — 444 с.

18. **Дейч М. Е.** Техническая газодинамика. — М.: Энергия, 1974. — 592 с.

19. **Епифанова В. И.** Низкотемпературные радиальные турбодетандеры. — М.: Машиностроение, 1974. — 395 с.

20. **Иоффе А. Ф.** Полупроводниковые термоэлементы. — М.: Изд-во АН СССР, 1960. — 150 с.

21. **Каганер М. Г.** Тепломассообмен в низкотемпературных конструкциях. — М.: Энергия, 1979. — 258 с.

22. **Калинина Е. И., Калинин Н. В.** Номограмма для определения работы изотермического сжатия газов. — Промышленная энергетика, 1971, № 2, с. 34—36.

23. **Капица П. Л.** Турбодетандер для получения низких температур и его применение для ожижения воздуха. — ЖТФ, 1939, т. 9, вып. 2, с. 99—123.

24. **Карно С.** Размышления о движущей силе огня. — В кн.: Второе начало термодинамики/ Под ред. А. К. Тимирязева. — М.—Л.: ГТТИ, 1934, с. 17—62.

25. **Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е.** Техническая термодинамика. — 3-е изд., перераб. и доп.—М.: Наука, 1979. — 445 с.

26. **Кириллин В. А., Шейндлин А. Е., Шпильрайн Э. Э.** Термодинамика растворов. — М.: Энергия, 1980. — 272 с.

27. **Клименко А. П.** Разделение природных углеводородных газов. — Киев: Техника, 1971. — 150 с.

28. **Коленко Е. А.** Термоэлектрические охлаждающие приборы. — 2-е изд. перераб. и доп. — Л.: Наука, 1967. — 200 с.

29. **Лоунасмаа О.** Принципы и методы получения температур ниже 1 К: Пер. с англ./ Под ред. А. Б. Фрадкова. — М.: Мир, 1977. — 356 с.

30. **Мартынов А. В., Бродянский В. М.** Что такое вихревая труба? — М.: Энергия, 1976. — 152 с.

31. **Мартыновский В. С.** Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. — М.: Энергия, 1979. — 285 с.

32. **Мусаев А., Боярский М. Ю., Бродянский В. М.** Экспериментальное исследование низкотемпературной холодильной установки, работающей на смеси хладоагентов. — Холодильная техника, 1978, № 12, с. 10—14.

33. **Осипов Э. В.** Твердотельная криогеника. — Киев, Наукова думка, 1977. — 100 с.

34. **Перспективы** использования дроссельных циклов на смесях в криогенных системах/ В. М. Бродянский, В. М. Ягодин, В. А. Никольский, А. Г. Тащина. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1976, № 1, с. 21—23.

35. **Разделение** воздуха методом глубокого охлаждения. Т. 1. — 2-е изд. перераб. и доп./ Под ред. В. И. Епифановой и Л. С. Аксельрода. — М.: Машиностроение, 1973. — 470 с.

36. **Расширительные машины**/ К. И. Страхович, И. К. Кондряков, В. И. Епифанова и др. — М.—Л.: Машиностроение, 1966. — 295 с.

37. **Тепловые** и конструктивные расчеты холодильных машин/ Под ред. Н. Н. Кошкина. — Л.: Машиностроение, 1976. — 460 с.

38. **Ротационные компрессоры**/ А. В. Головинцев, В. А. Румянцев, В. И. Ардашев и др. — М.: Машиностроение, 1964. — 300 с.

39. **Сакун И. А.** Винтовые компрессоры. Основы теории, методы расчета, конструкции. — М. — Л.: Машиностроение, 1969. — 200 с.

40. **Соколов Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети. — 4-е изд., перераб. — М.: Энергия, 1975. — 376 с.

41. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Струйные аппараты. — М.: Госэнергоиздат, 1970. — 288 с.

42. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Энергетическое сопоставление электро- и теплоиспользующих холодильных установок. — Холодильная техника, 1972, № 5, с. 11—15.

43. **Справочник** по физико-техническим основам криогеники. — 2-е изд., перераб. и доп./ Под ред. М. П. Малкова. — М.: Энергия, 1973. — 392 с.

44. **Сычев В. В.** Сложные термодинамические системы. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергия, 1977. — 238 с.

45. **Френкель М. И.** Поршневые компрессоры. — М.: Машгиз, 1960. — 300 с.

46. **Шнайд И. М.** Систематика газовых холодильных машин. — Холодильная техника и технология, 1973, № 17, с. 33—36.

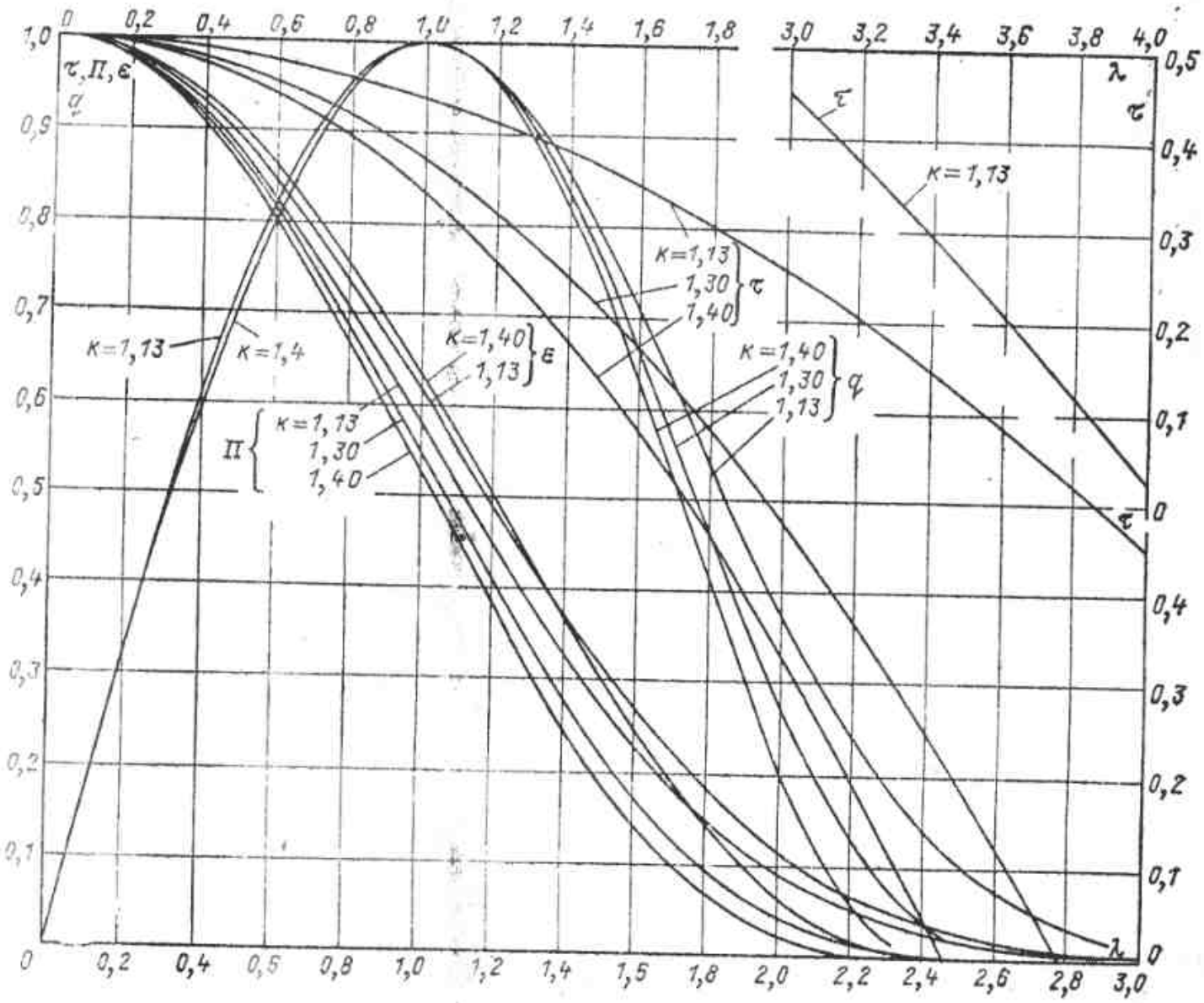
47. **Шумелишский М. Г.** Эжекторные холодильные машины. — М.: Госторгиздат, 1961. — 160 с.

48. **Ягодин В. М., Никольский В. А., Бродянский В. М.** Основные свойства и классификация многокомпонентных смесей, используемых в качестве рабочих тел дроссельных криогенных систем с уровнем теплоподвода 65—100 К. — Труды МЭИ, 1973, вып. 155, с. 82—90.

Приложения

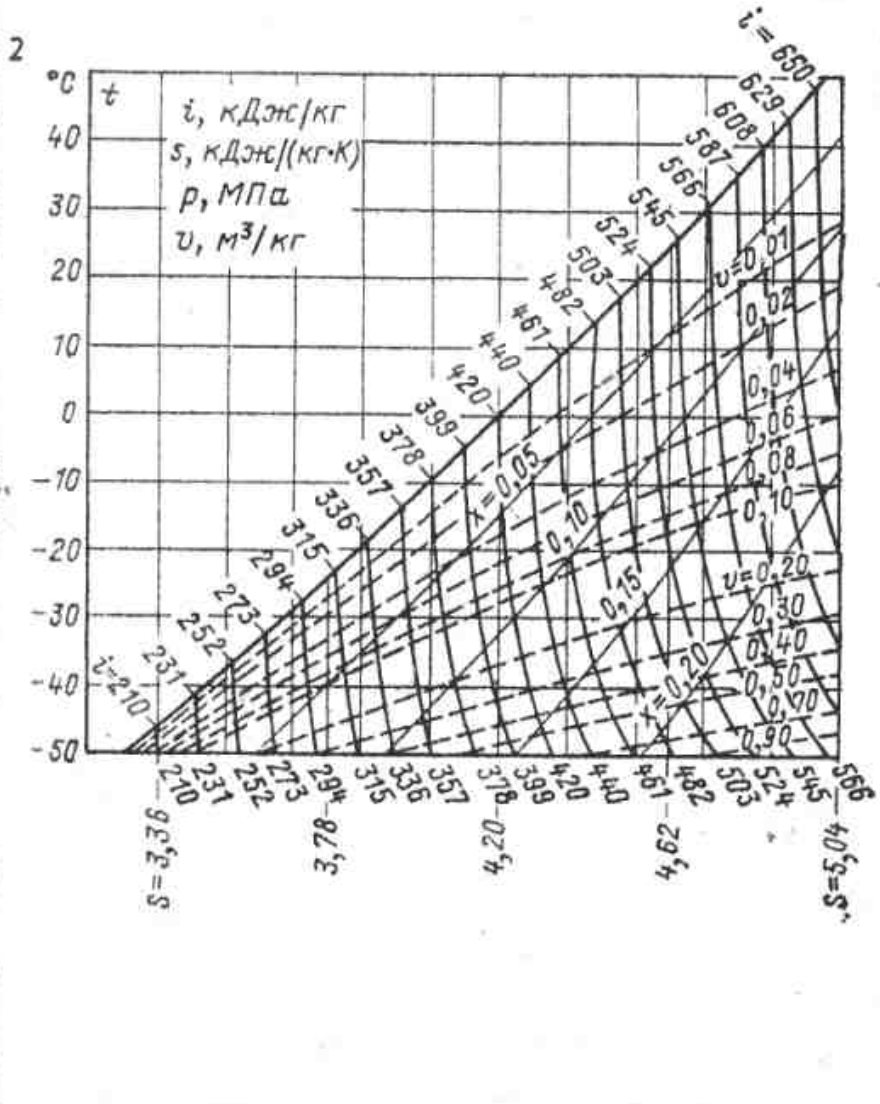
ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ГРАФИК ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ФУНКЦИЙ $\lambda = f(\tau, \Pi, \varepsilon, q)$

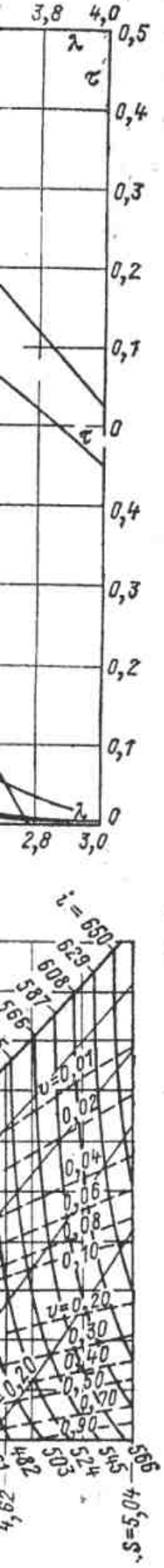


ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ДИАГРАММА T, s ДЛЯ АММИАКА



ЛОЖЕНИЕ 1



Продолжение приложения 2

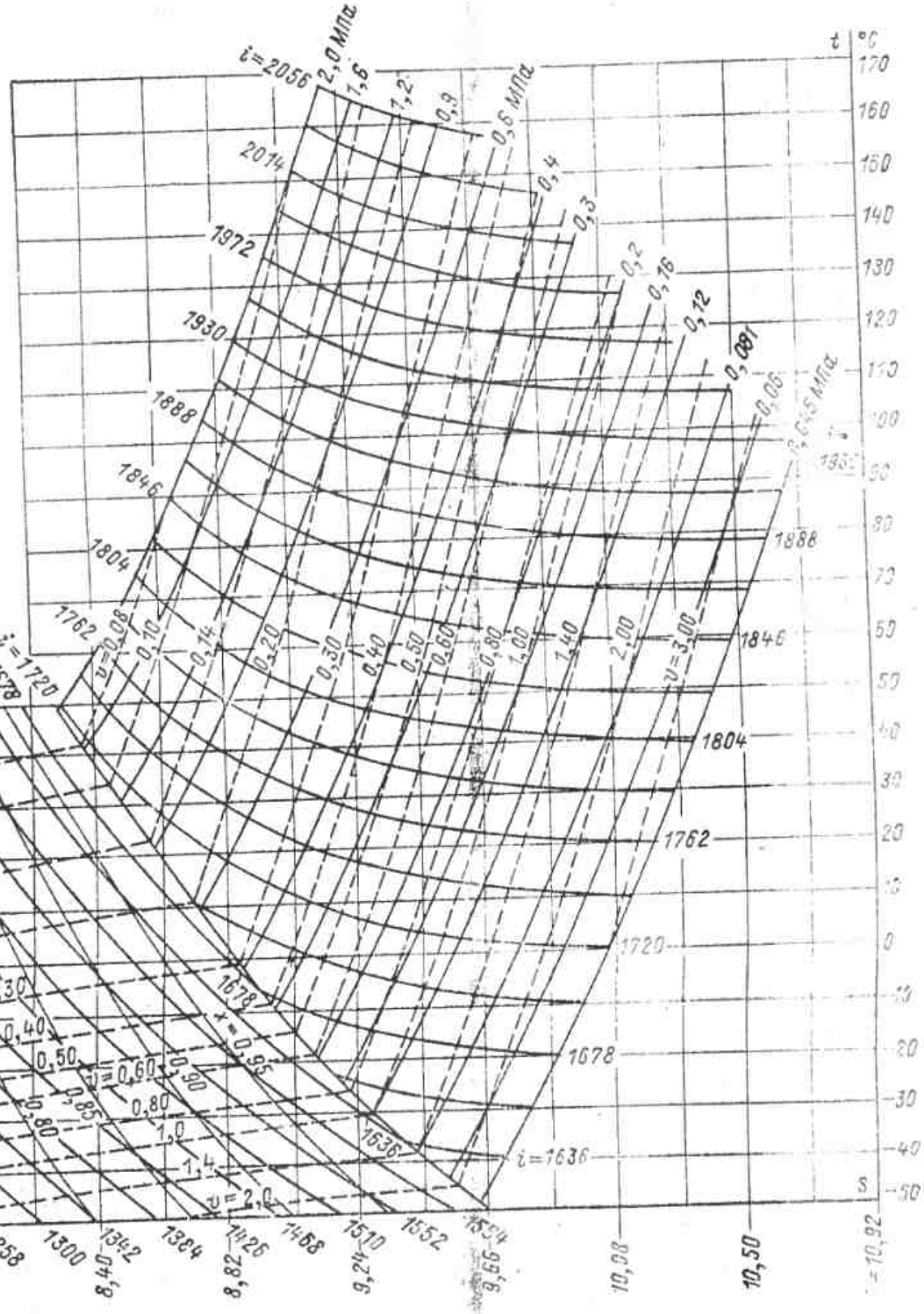


ДИАГРАММА e, i ДЛЯ

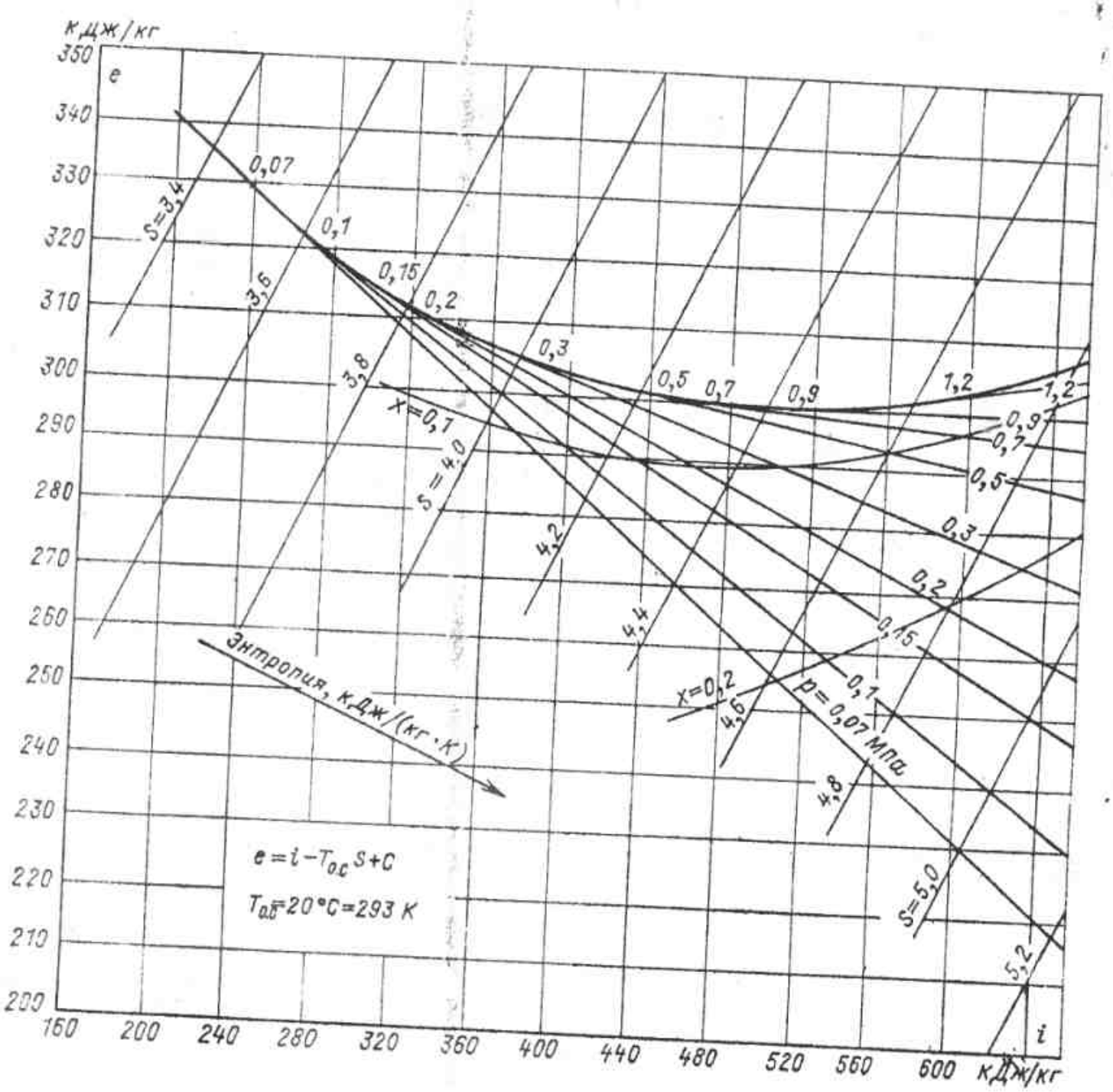
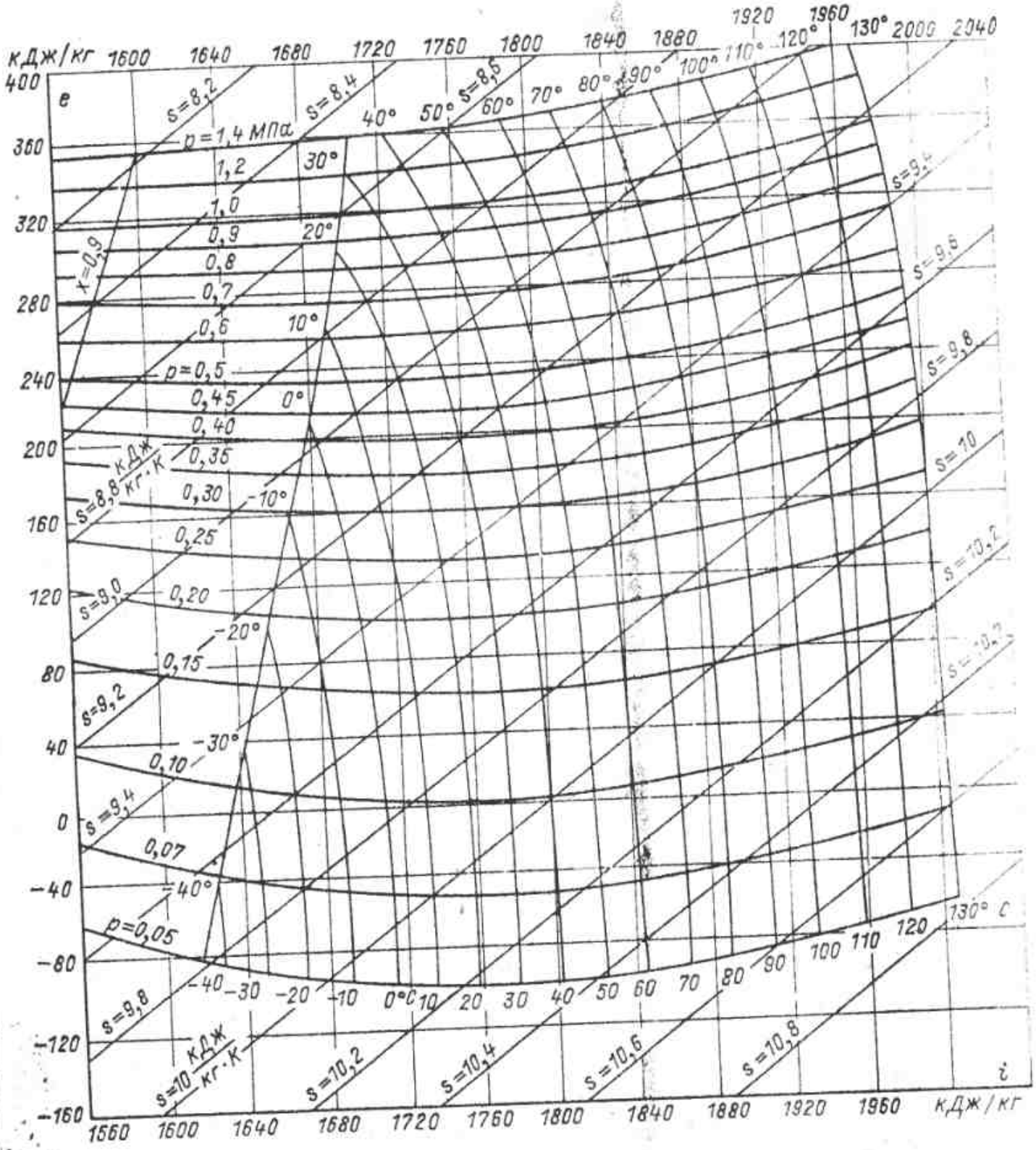


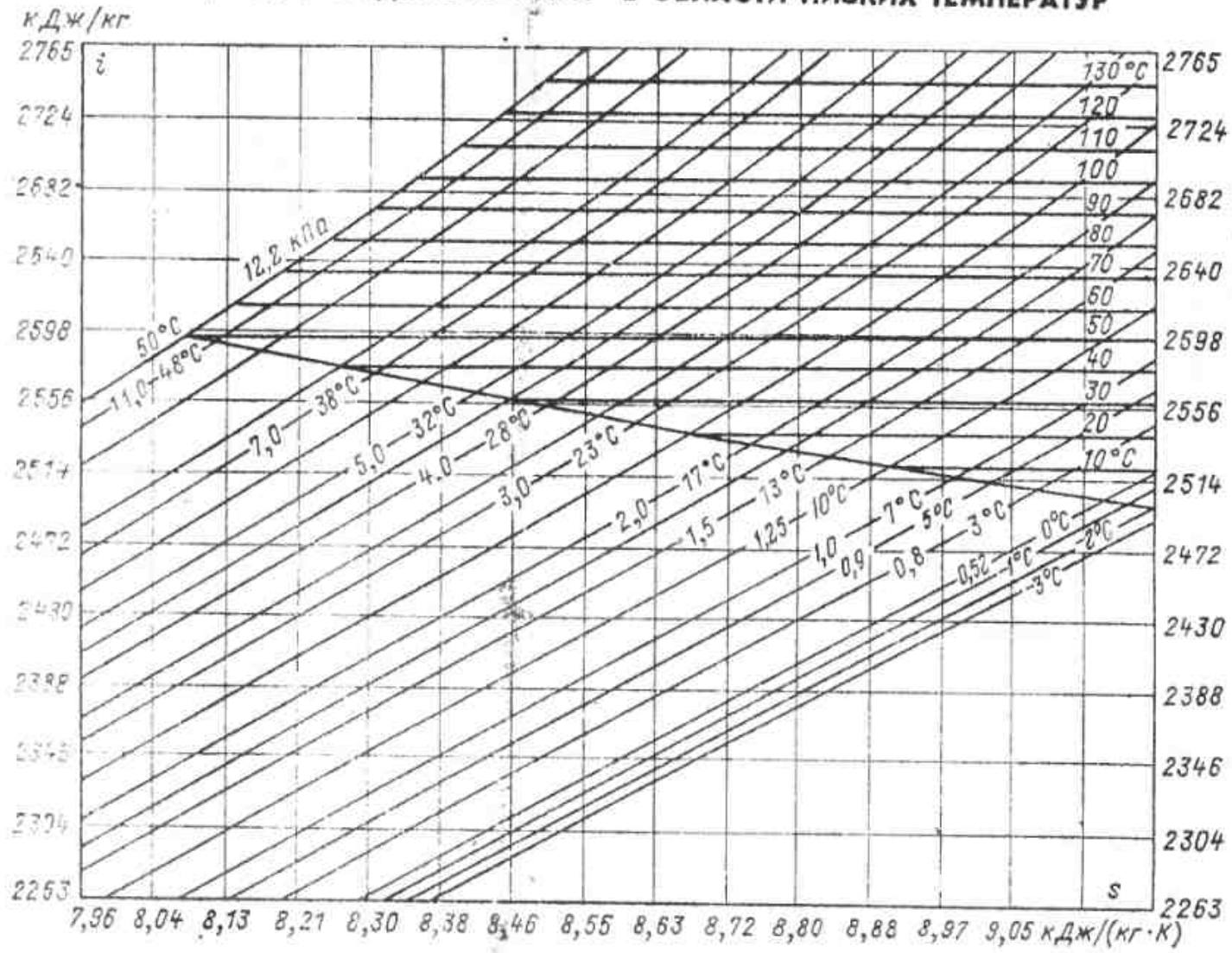
ДИАГРАММА *e*, *i* ДЛЯ АММИАКА





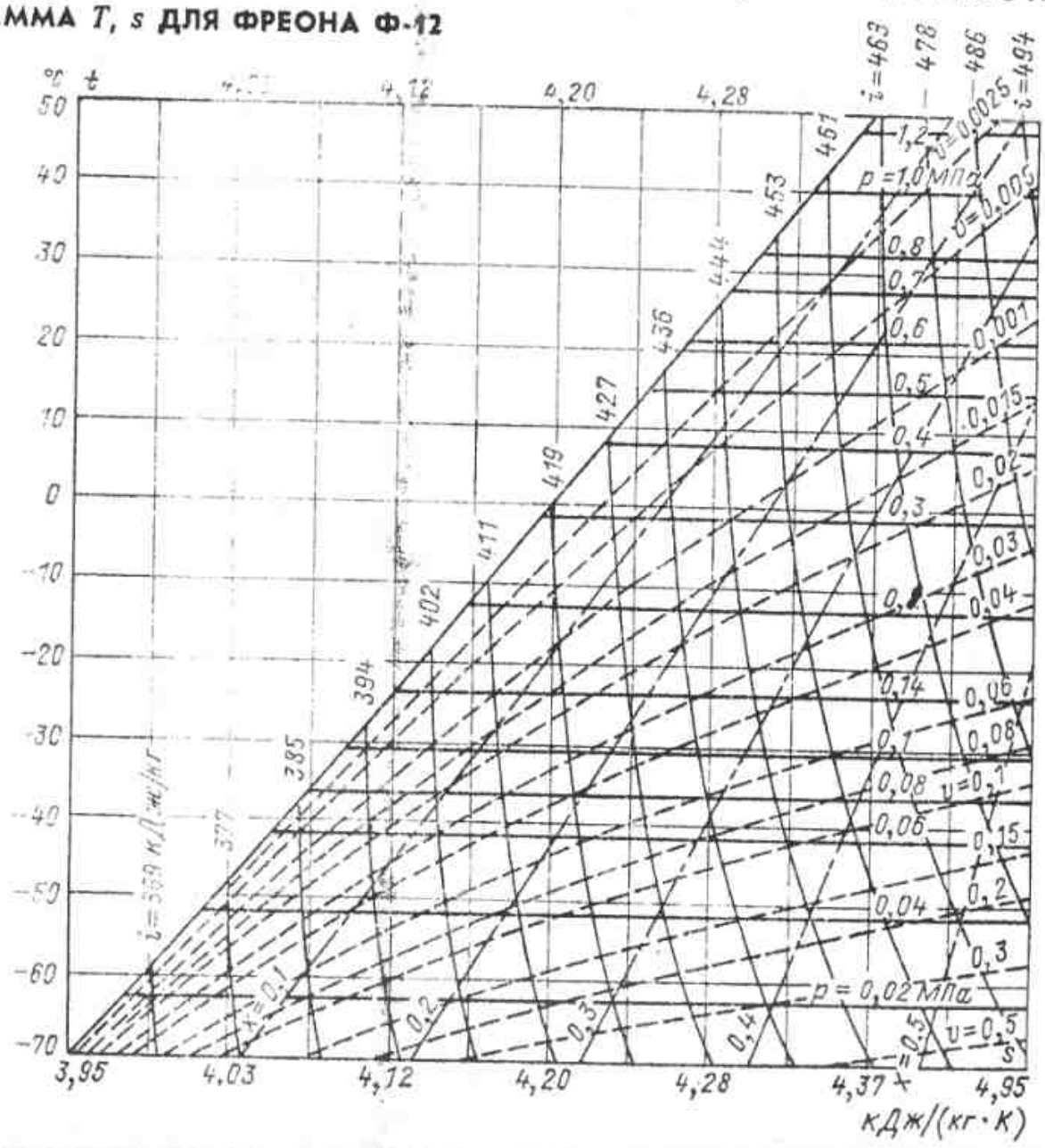
ПРИЛОЖЕНИЕ 4

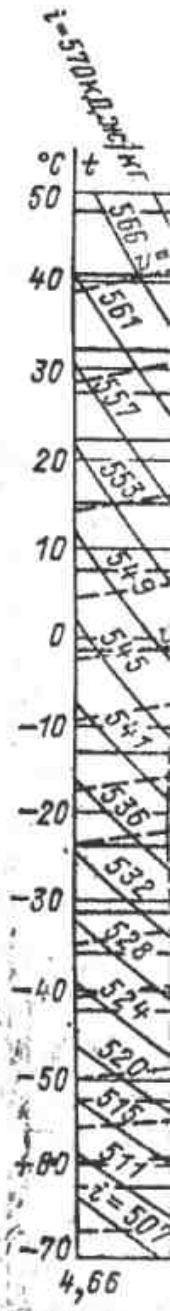
ДИАГРАММА *i, s* ДЛЯ ВОДЯНОГО ПАРА В ОБЛАСТИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР



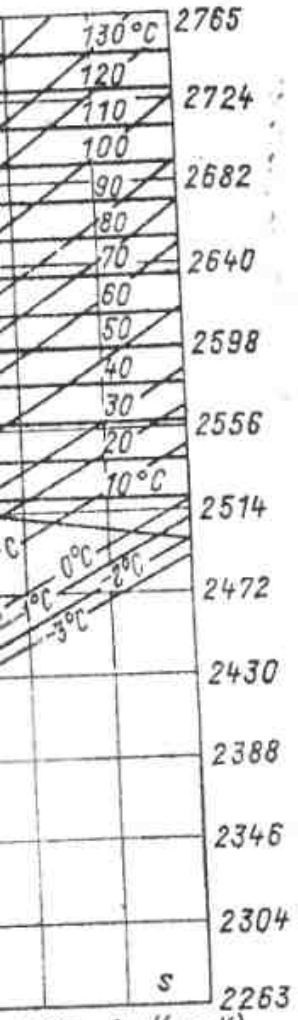
ПРИЛОЖЕНИЕ 5

ДИАГРАММА *T, s* ДЛЯ ФРЕОНА Ф-12





ИЛОЖЕНИЕ 4
ЕРАТУР



ПРИЛОЖЕНИЕ 5



Продолжение приложения 5

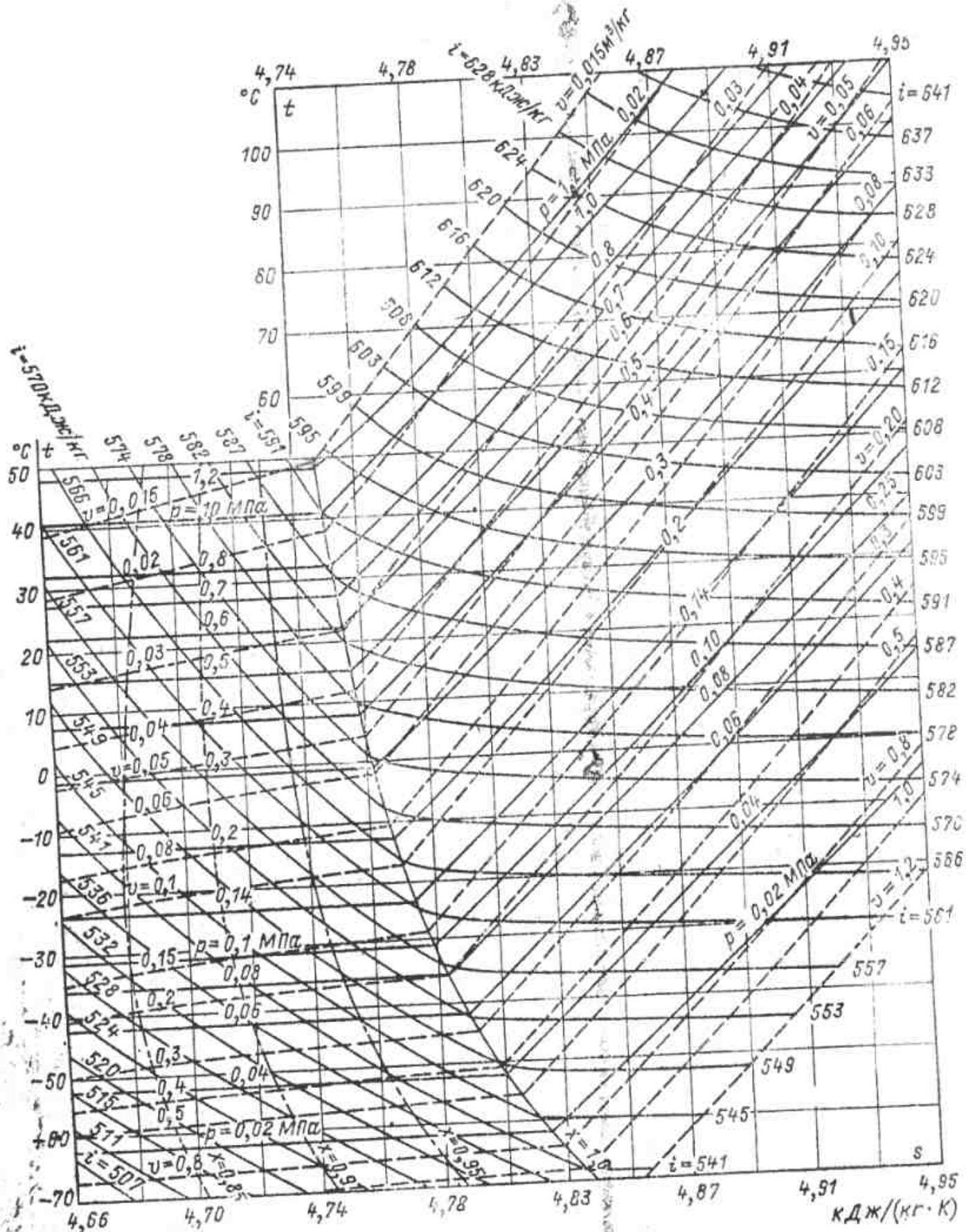


ДИАГРАММА T, s ДЛЯ ДВУОКИСИ УГЛЕРОДА CO_2

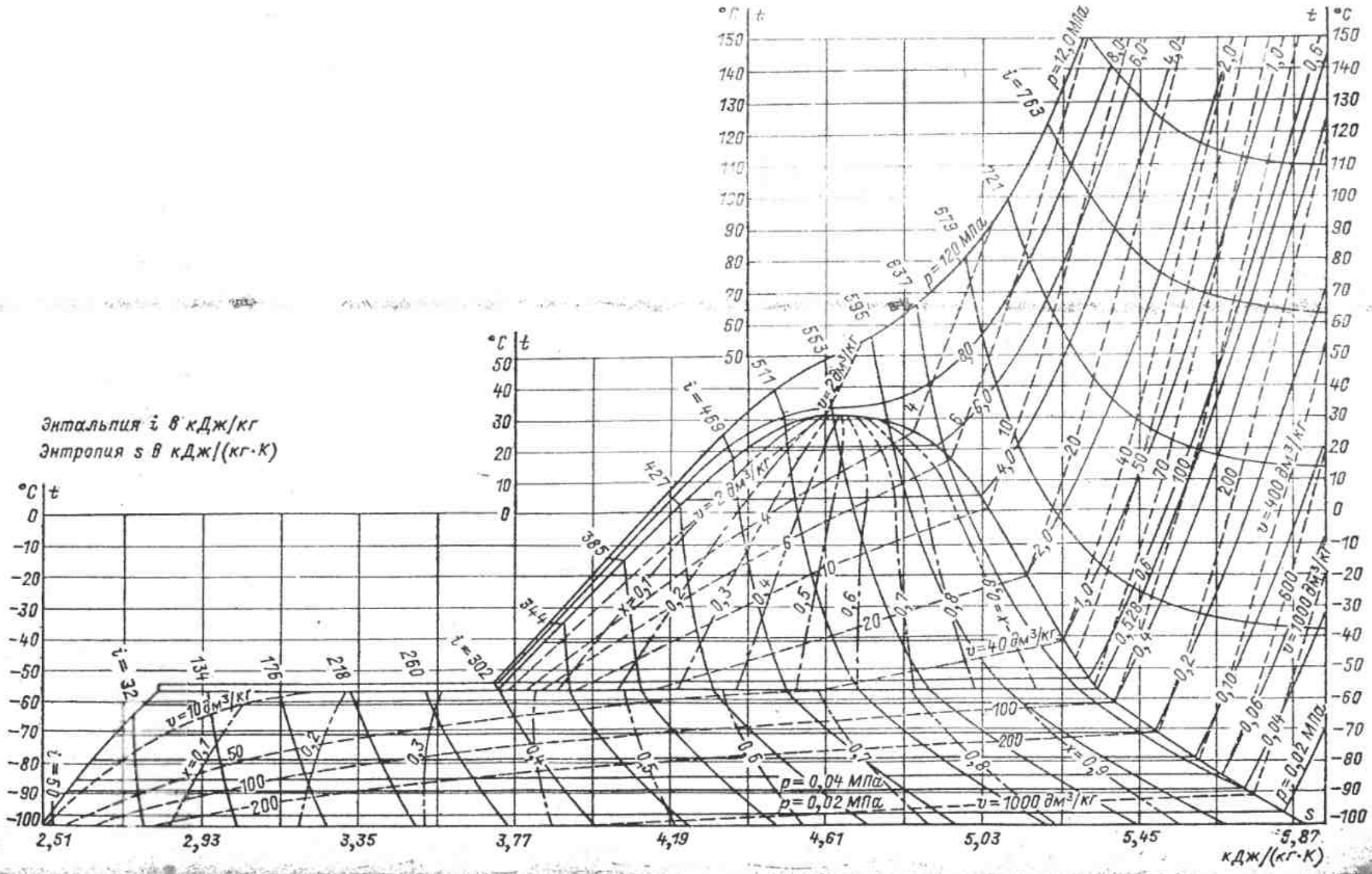


ДИАГРАММА T, s ДЛЯ ВОДЯНОГО ПАРА

ДИАГРАММА i, ξ ДЛЯ РАСТВОРА ВОДА — АММИАК ($H_2O + NH_3$)

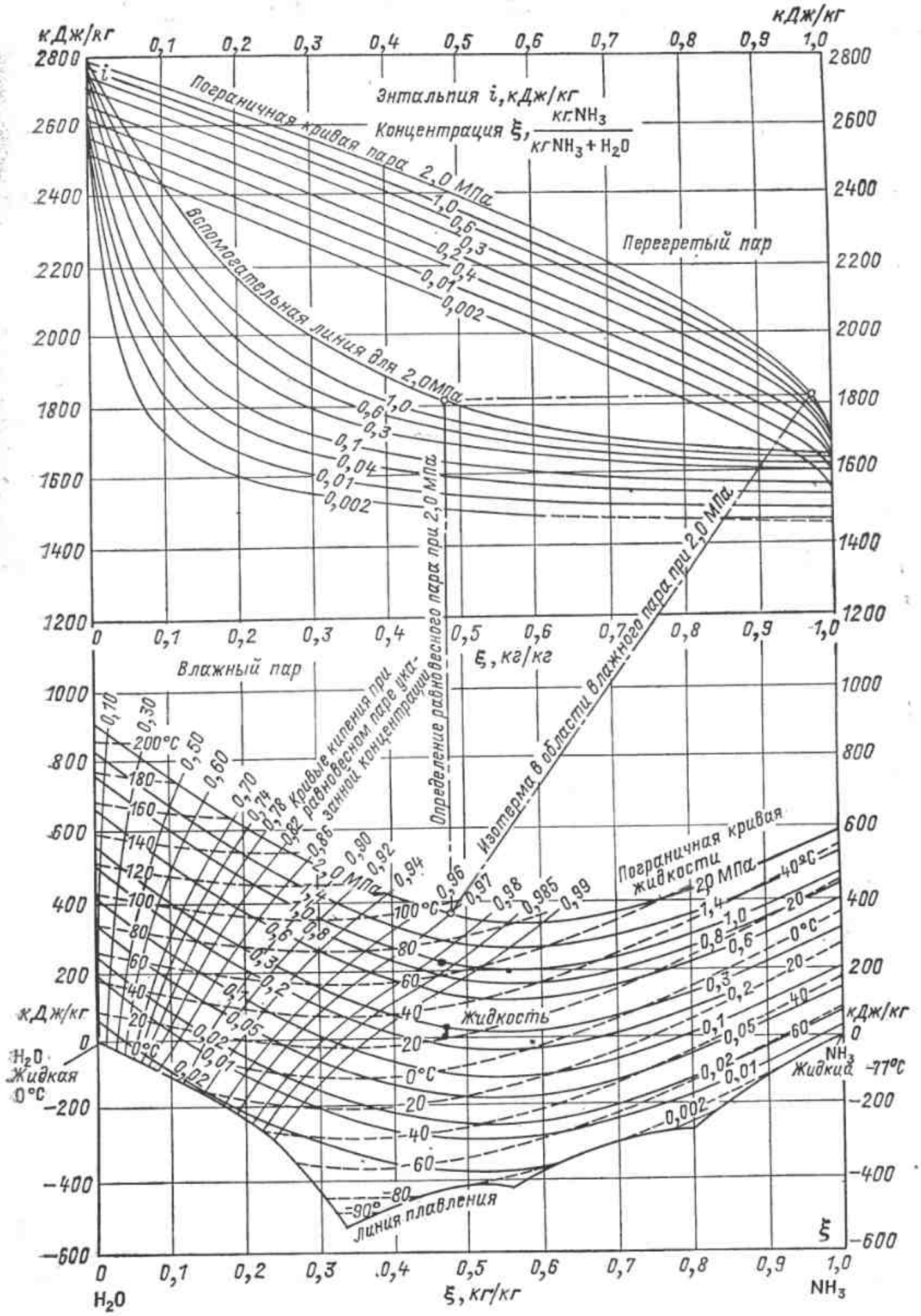


ДИАГРАММА i, ξ ДЛЯ РАСТВОРА ВОДА — БРОМИСТЫЙ ЛИТИЙ ($H_2O + LiBr$)

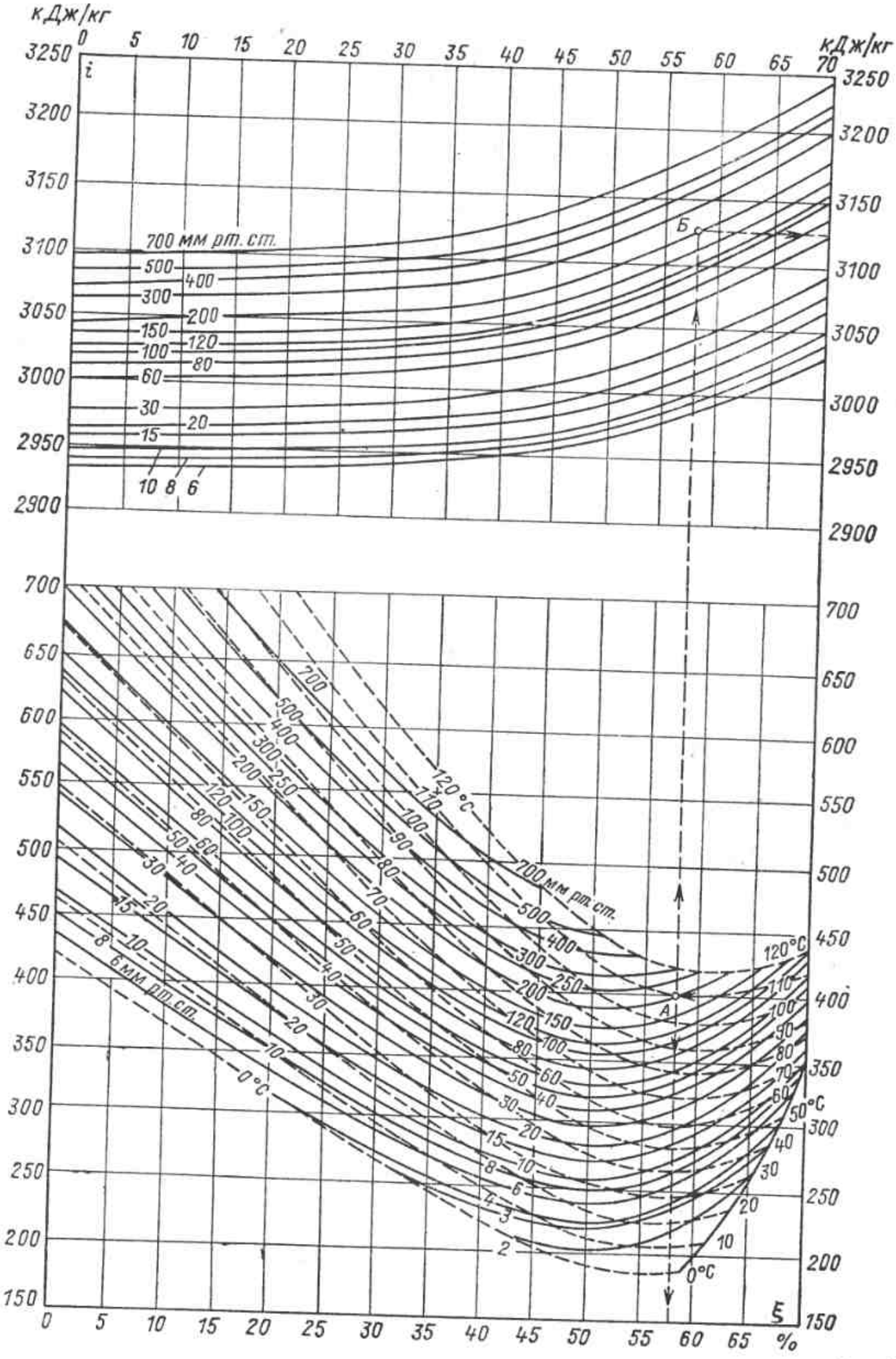
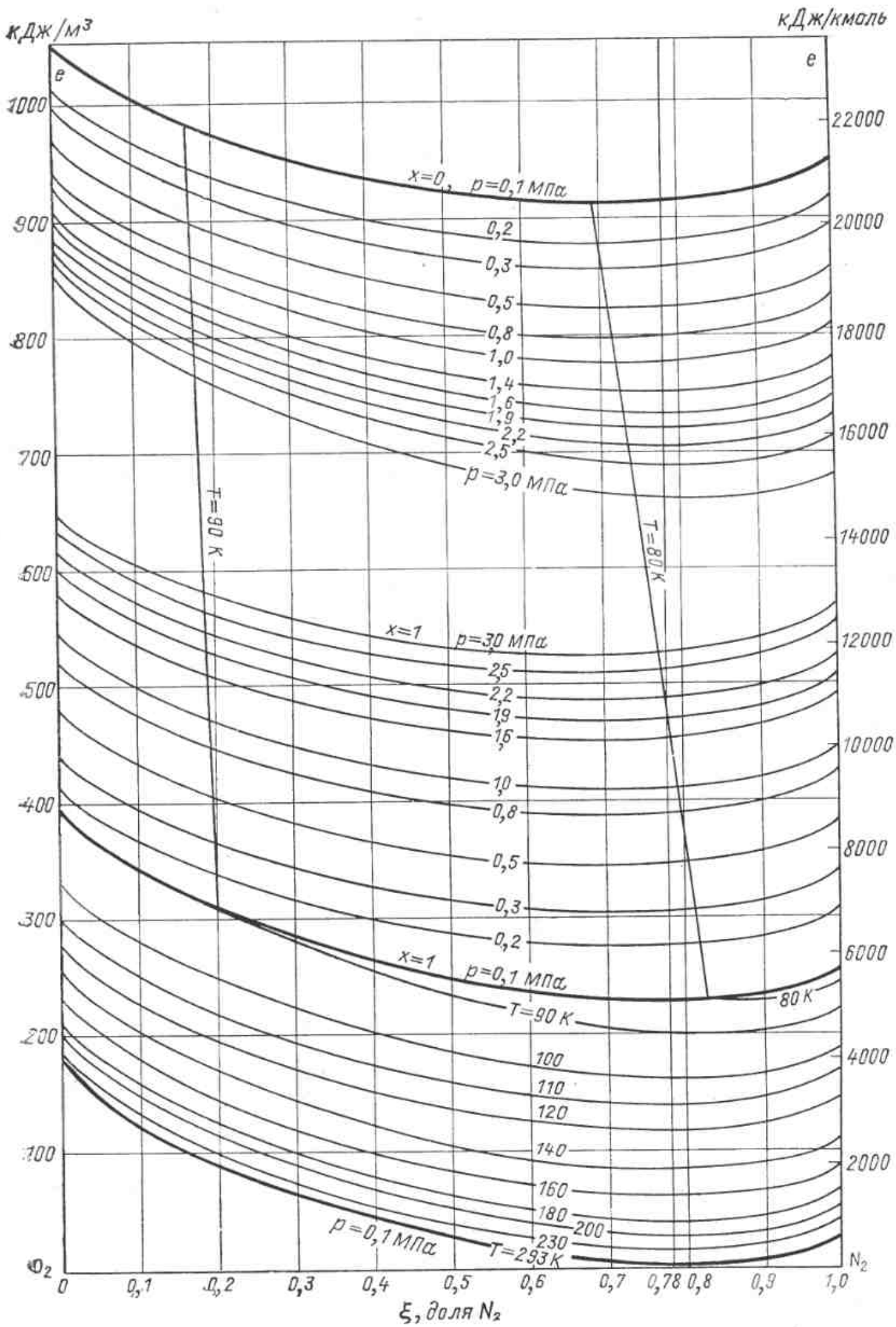


ДИАГРАММА e, ξ ДЛЯ СМЕСИ АЗОТ — КИСЛОРОД [$N_2 + O_2$]



НЕКОТОРЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В КНИГЕ

Баланс технической системы — соотношение потоков массы (материальный баланс), энергии (энергетический баланс, в частном случае тепловой) или эксергии (эксергетический баланс) на входе и выходе. В силу законов сохранения алгебраическая сумма входящих и выходящих потоков вещества в энергии должна быть равна нулю; для эксергии в реальных процессах эта сумма всегда положительна.

Вход (выход) технической системы — часть ее *контрольной поверхности,* через которую проходят потоки массы, энергии или эксергии, поступающие в систему (выходящие из системы). Входящие потоки считаются положительными, выходящие — отрицательными.

Идеальная система (процесс) — теоретическая модель реальной системы (процесса), в которой все преобразования энергии проходят обратимо; потери эксергии равны нулю. Идеализированная система (процесс) — такая модель реальной системы (процесса), в которой учитывается какая-то часть потерь эксергии. Степень идеализации системы (процесса) может быть различной в зависимости от решаемой задачи. Наиболее распространенная модель — идеализированная система, в которой *технические потери* приняты равными нулю и учитываются только *собственные потери.*

Квазицикл — последовательность термодинамических процессов, предназначенных для преобразования тепла в работу (или наоборот), осуществляемая таким образом, что состояния рабочего тела в начальной и конечной точках (в отличие от цикла) не совпадают — процесс разомкнут. Знак изменения энтропии рабочего тела в течение квазицикла должен обязательно меняться на обратный. В *ациклическом* (*нециклическом*) разомкнутом процессе такое изменение отсутствует.

Квазистационарный процесс — нестационарный термодинамический процесс в элементе системы, у которого усредненные параметры входа и выхода могут быть в условиях данной задачи приняты *стационарными* (постоянными по времени). Замена нестационарного процесса квазистационарным позволяет при анализе и расчете технической системы в целом абстрагироваться от характеристик нестационарных процессов в ее элементах.

Контрольная поверхность — условная замкнутая граница, отделяющая рассматриваемую систему от внешней среды. При делении системы на части — подсистемы, у каждой из них должна быть определена своя контрольная поверхность. Общая часть контрольных поверхностей двух подсистем называется *сечением.*

Криогенная система — теоретическая модель криогенной установки, предназначенная для ее исследования; выполняется на уровне идеализации, нужном для данной задачи.

Криогенная установка — техническое устройство (трансформатор тепла), содержащее элемент (элементы) внутреннего охлаждения и предназначенное для получения холода (R), конденсирования газообразных криоагентов (L) или низко-

температурного разделения газовых смесей (D) с использованием температур ниже 120 К. Комбинированные криогенные установки могут давать одновременно (или последовательно) продукты этих видов в различных сочетаниях (RL, DL).

Потери эксергии — диссипация, необратимое рассеяние энергии в системе или ее части. По признаку локализации делятся на *внутренние* (внутри системы или ее части) и *внешние* (за ее пределами); по возможности их устранения — на *технические* и *собственные*. Технические потери могут быть в пределе снижены до нуля посредством изменения параметров системы; собственные потери не могут быть снижены без замены системы (или ее элементов).

Поток стационарный (нестационарный) — поток массы, энергии или эксергии, характеризуемый постоянством (непостоянством) по времени. Нестационарный поток, в котором параметры периодически меняются по определенному закону, называется *периодическим*.

Окружающая среда — часть внешней среды, находящейся за пределами контрольной поверхности системы, характеризуемая постоянными (или меняющимися по определенному закону) параметрами — температурой $T_{o.c}$, давлением $p_{o.c}$ и составом, которые *не зависят* от действия системы.

Ректификация — процесс разделения смеси, основанный на противоточном взаимодействии (тепло- и массообмене) потоков парообразной и жидкой смеси. Низкотемпературная ректификация отличается тем, что для ее проведения необходим отвод тепла с уровня *ниже* температуры окружающей среды.

Теплонасосная установка — техническое устройство (трансформатор тепла), предназначенное для выработки тепла на уровне *выше* температуры окружающей среды (H) или при температуре ниже температуры окружающей среды (комбинированная установка RH).

Холодильная установка — техническое устройство (трансформатор тепла), содержащее элементы внутреннего охлаждения, предназначенное для получения холода (R) с использованием температур выше 120 К.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Абсорбаты общая характеристика 45
— свойства 45
Абсорбенты общая характеристика 46
— свойства 45
Абсорбер 113
Абсорбционная холодильная установка 112
— — — бромисто-литиевая 120
— — — водоаммиачная 118
Абсорбционно-диффузионная установка 132
Адиабатная вихревая труба — см. Вихревая труба
— деполяризация 295, 298
Адиабатное размагничивание 295, 297
Ациклический процесс — см. Процесс нециклический

Баланс энергетический 22, 30
— — абсорбционной холодильной установки (R) 112
— — вихревой трубы (RH) 168
— — газовой холодильной установки (R) 250, 255
— — газожидкостной криогенной установки (R) 182
— — ожижителя газов (L) 209, 212
— — парожидкостной холодильной установки (R) 33, 55
— — теплового насоса (H) 60,
— — установки разделения (D) 244
Баланс эксергетический 21, 30
— — абсорбционной холодильной установки (R) 112
— — вихревой трубы (RH) 169
— — газовой холодильной установки (R) 250, 255,
— — газожидкостной холодильной установки (R) 55
— — ожижителя газов (L) 209, 212
— — парожидкостной холодильной установки (R) 30, 50, 183
— — теплового насоса (H) 60, 64
— — термоэлектрической установки (R, H) 287
— — установки разделения (D) 245

Вихревая труба, процесс 167
— — характеристика 171
Вытеснитель 269
Вюлемье—Такониса трансформатор тепла 278

Газовые криорефрижераторы (R) 268
— — холодильные установки (R) 263
Газодинамические функции 139
Генератор абсорбционной установки 110

Давление относительное 139
Детандер поршневой 89, 191
Детандер турбинный — см. Турбодетандер 9
Дефлегматор 114
Диаграмма эксергия — концентрация 232
— эксергия — энтальпия 28
Диффузор 141
Дросселирование 179
Дроссель-эффект адиабатный 179
— изотермический 181
Дьюара сосуд — см. Сосуд Дьюара

Жидкости область на диаграмме 9, 10
— — пограничная кривая 9, 29

Замкнутый процесс — см. Цикл 6
Зоны низкотемпературные 36

Идеальная (обратимая) работа
— — — замораживания 206
— — — ожижения 205, 206
— — — разделения смеси газов 228
Изоляция низкотемпературная 200
Изотермическое расширение 71, 185
— сжатие 71, 185
Инверсия дроссель-эффекта 179

Карно цикл — см. Цикл Карно
Каскадная установка (R) 66
Каскадный метод 17
Квазистационарный процесс 265
Квазицикл 15, 200
Компрессоры винтовые 80
— кинетического действия 85
— мембранные 78
—, общая характеристика 69, 72
— поршневые 75
— ротационные 79
Коэффициент инжекции 143
— объемный (подачи) 84
— — — работоспособности тепла 23
— — — средний 34
— — — трансформации 54
— — — холодильный 54, 59
— подачи 84, 97
Коэффициент полезного действия (КПД), адиабатный 72
— — — — изотермический 73
— — — — индикаторный 72
— — — —, общая характеристика 21, 68
— — — — процессов ожижения 207, 210, 220
— — — — разделения 228, 241
— — — — трансформатора тепла 64, 117, 289
— — — — эксергетический 21, 55, 59
Криоагенты 38
Криоблок 181, 189

Лапласа формула 140
Линде цикл — см. Цикл Линде

Магнитокалорические системы 11, 295
Машинный цикл 81
Минимальная работа — см. Идеальная работа
Многоступенчатые парокомпрессионные трансформаторы тепла 61, 64

Насосы жидкие криоагентов 96
Недорекуперация 181
Нестационарные потоки 265
Нециклический процесс 14, 16

Обратимые (идеальные) процессы, общая характеристика 24
— — — расчет работы на *e*, *i*-диаграмме 31, 205
— — — — на *e*, ξ-диаграмме 234
— — — трансформации тепла 30, 48
Окружающая среда 22, 28
Охлаждение, общая характеристика 49
— внешнее 50
— внутреннее 50

Парамагнетики 295
Плотность относительная 139
Полупроводники, свойства 281
Потери внешние 21, 251, 253
— внутренние 21, 186
— при теплообмене 117, 186, 192
— холода от недорекуперации 181
— через изоляцию 181, 199
Потоков диаграммы эксергетические 261
— — энергетические 211, 261

Расширение 71
Регенератор 258, 266
Регенерация тепла, общая характеристика 18, 60, 186
— — изобарная 18, 181
— — изохорная 18, 268
Режимы предельные 155
Ректификационная колонна 236, 242
Ректификация низкотемпературная 237
Рефрижератор (R) 6
— расходного типа 188

Сегнетоэлектрики (сегнетики) 299
Сжатие 71, 185
Сжимаемость 68
Скорость критическая 139
— массовая относительная 140
— приведенная адиабатная 139
Смеси азеотропные 42, 51
— многокомпонентные 68, 187
— разделение 226
Сосуды Дьюара 202
Ступени криогенной системы 177
— — — Линде 191, 213
— — — Сименса 195

Твердая двуокись углерода (сухой лед) 40, 224
— — — свойства 40, 224

Тепловой насос (Н) общая характеристика 5
— — КПД 60
— — применение 5, 64
Теплонасосные установки 60, 64
Термомагнитные установки 291
Трансформация тепла повышающая 12, 109
— — расщепительная 12, 111
Трансформаторы тепла абсорбционные 109
— — комбинированные 5, 9
— — компрессионные 48
— — струйные 138
Турбодетандер 91, 220

Ультранизкие температуры 36
— — получение 197, 291
Ферромагнетики 299
Фреоны — см. Хладоны

Характеристики струйного компрессора 153
— теплообменников 99
Хладоагенты, обозначения, общая характеристика 39, 42
Хладоносители 46
Хладоны (фреоны) 41
Хлористый кальций, водный раствор 48
— натрий, водный раствор 48
Холодильный коэффициент 54, 289

Цикл Вышнеградского обобщенный 18
— Карно прямой 18, 22
— (процесс) Гейландта 218
— — Джоуля 255
— — Капицы 219
— — Клода 216
— — Линде 180, 209
— — Стирлинга 268

Шуга 39, 223

ЭГД охлаждение 13
Эжектор струйный 160
— — применение в криогенных установках 189, 210
Эксергетический метод анализа 19
Эксергия потока вещества 20, 24
— смешения
— теплового потока 22
Электрокалорическое охлаждение 11, 298
Энергетические удельные затраты 33
— — — характер изменения 37
Энтропия разделения (смешения) 230
Эйлера уравнение 87
Эффект Джоуля 273
— Джоуля—Томсона 179
— Зеебека 284
— Пельтье 285
— Томсона 281
— Эттингсхаузена 291

Оглавление

Предисловие 3
Введение 5
0.1. Назначение трансформаторов тепла 5
0.2. Область использования трансформаторов тепла 7
0.3. Классификация трансформаторов тепла 9

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССОВ ТРАНСФОРМАЦИИ ТЕПЛА 14

1.1. Циклические, квазициклические и нециклические процессы в трансформаторах тепла 14
1.2. Каскадные и регенеративные трансформаторы тепла 16
1.3. Эксергетический метод анализа систем трансформации тепла 19
1.4. Определение значения эксергии 22
1.5. Основные термодинамические зависимости 32
1.6 Характерные энергетические зоны в низкотемпературной области 36
1.7. Характер изменения удельных эксергетических затрат 37
1.8. Общая характеристика хладоагентов и криоагентов 38
1.9. Хладоносители 46

ГЛАВА ВТОРАЯ

ПАРОЖИДКОСТНЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА (ХОЛОДИЛЬНЫЕ И ТЕПЛОНАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ) 48

2.1. Удельные энергозатраты и КПД компрессионных трансформаторов тепла . 48
2.2. Энергетический и эксергетический балансы компрессионных трансформаторов тепла 55
2.3. Методика расчета одноступенчатых трансформаторов тепла 56
2.4. Регенеративный теплообмен в парожидкостных трансформаторах тепла . . 60
2.5. Многоступенчатые компрессионные трансформаторы тепла 61
2.6. Применение двухступенчатых теплонасосных установок в системах теплоснабжения 64
2.7. Каскадные рефрижераторные установки 66

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЬНЫХ И РАСШИРИТЕЛЬНЫХ МАШИН ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА 68

3.1. Назначение и классификация нагнетательных и расширительных машин . . 68
3.2. Термогазодинамические основы процессов сжатия и расширения 71
3.3. Компрессоры объемного действия 74
3.4. Компрессоры кинетического действия (турбокомпрессоры) 85
3.5. Поршневые детандеры 89
3.6. Турбодетандеры 91
3.7. Насосы 95

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

РАБОТА ПАРОЖИДКОСТНЫХ КОМПРЕССИОННЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ТЕПЛА В НЕРАСЧЕТНЫХ УСЛОВИЯХ 98

4.1. Основные методы регулирования компрессионных трансформаторов тепла . 98
4.2. Условия установившегося режима 98
4.3. Характеристики основных элементов трансформатора тепла 99
4.4. Взаимосвязь параметров при работе компрессионного трансформатора тепла в нерасчетных условиях 101

ГЛАВА ПЯТАЯ
АБСОРБЦИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА 109

5.1. Принцип действия идеальных абсорбционных установок и удельный расход тепла в них 109
5.2. Схема и процесс работы реальных абсорбционных трансформаторов тепла 112
5.3. Методика расчета одноступенчатых абсорбционных трансформаторов тепла 118
5.4. Зависимость удельного расхода энергии в абсорбционных установках от параметров генерации, испарения и охлаждения 124
5.5. Работа абсорбционных холодильных установок в нерасчетных условиях . 127
5.6. Двухступенчатые абсорбционные трансформаторы тепла 128
5.7. Абсорбционные трансформаторы тепла периодического действия 130
5.8. Абсорбционно-диффузионные холодильные установки 132
5.9. Энергетическое сравнение абсорбционных и компрессионных холодильных установок 134

ГЛАВА ШЕСТАЯ
СТРУЙНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА 138

6.1. Типы струйных трансформаторов тепла 138
6.2. Газодинамические функции 139
6.3. Принципиальная схема и КПД струйного компрессора 141
6.4. Определение коэффициента инжекции и давления сжатия струйного компрессора 144
6.5. Зависимость достижимых параметров от температур и критических скоростей взаимодействующих потоков 150
6.6. Расчет геометрических размеров струйных компрессоров 150
6.7. Характеристики струйного компрессора 153
6.8. Предельные режимы работы струйных компрессоров 155
6.9. Определение коэффициента инжекции, давления сжатия и основных размеров струйного эжектора 160
6.10. Принципиальная схема и КПД пароэжекторных холодильных установок . 163
6.11. Работа пароэжекторных холодильных установок в нерасчетных условиях 165
6.12. Принципиальная схема вихревой трубы и процесс ее работы 167
6.13. Характеристика вихревой трубы 171
6.14. Оптимальные режимы работы вихревой трубы 176

ГЛАВА СЕДЬМАЯ
ГАЗОЖИДКОСТНЫЕ КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА . . 177

7.1. Особенности газожидкостных трансформаторов тепла 177
7.2. Криорефрижераторы с дроссельной *СОО* 179
7.3. Криорефрижераторы с дроссельно-эжекторной *СОО* 189
7.4. Криорефрижераторы с дроссельной *СОО* и *СПО* с внешним отводом тепла 190
7.5. Криорефрижераторы с детандерной *СОО* 195
7.6. Криорефрижераторы растворения 197
7.7. Низкотемпературная тепловая изоляция 199

ГЛАВА ВОСЬМАЯ
ОЖИЖЕНИЕ И ЗАМОРАЖИВАНИЕ ГАЗОВ. НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЕ РАЗДЕЛЕНИЕ ГАЗОВЫХ СМЕСЕЙ 204

8.1. Особенности системы ожижения, замораживания и низкотемпературного разделения 204
8.2. Идеальные процессы ожижения и замораживания (конденсирования) газов 205
8.3. Технические процессы ожижения и замораживания газов 207
8.4. Свойства газовых смесей и характеристика методов их разделения . . 226
8.5. Идеальные процессы разделения газовых смесей 228
8.6. Технические процессы низкотемпературного разделения газовых смесей . 236

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ
ГАЗОВЫЕ (ВОЗДУШНЫЕ) КОМПРЕССИОННЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА

9.1. Особенности процессов в газовых трансформаторах тепла 248
9.2. Идеальные газовые циклы со стационарными процессами 249
9.3. Реальные газовые циклы и квазициклы со стационарными процессами . . 256
9.4. Газовые циклы и установки с нестационарными процессами 265

319

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

ТРАНСФОРМАТОРЫ ТЕПЛА, ОСНОВАННЫЕ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ И МАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ 280

10.1. Особенности и классификация электрических и магнитных трансформаторов тепла 280
10.2. Физические основы работы термоэлектрических и термомагнитных трансформаторов тепла 281
10.3. Термоэлектрические и термомагнитоэлектрические трансформаторы тепла 284
10.4. Термодинамические основы получения низких температур магнитокалорическим и электрокалорическим методами 293
10.5. Магнитокалорические (МК) и электрокалорические (ЭК) трансформаторы тепла 295

Список литературы 300

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1. График газодинамических функций $\lambda=f(\tau, \Pi, \varepsilon, q)$ . . . 302
Приложение 2. Диаграмма T, s для аммиака 302
Приложение 3. Диаграмма e, i для аммиака 304
Приложение 4. Диаграмма i, s для водяного пара в области низких температур 306
Приложение 5. Диаграмма T, s для фреона Ф-12 306
Приложение 6. Диаграмма T, s для двуокиси углерода CO_2 308
Приложение 7. Диаграмма i, ξ для раствора вода—аммиак (H_2O+NH_3) . . 309
Приложение 8. Диаграмма i, ξ для раствора вода — бромистый литий ($H_2O+LiBr$) 310
Приложение 9. Диаграмма T, s для воздуха 311
Приложение 10. Диаграмма e, i для воздуха 312
Приложение 11. Диаграмма e, ξ для смеси азот — кислород (N_2+O_2) . . 313
Приложение 12. Некоторые термины и определения, используемые в книге . 314
Предметный указатель 316